

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra pružnosti a pevnosti

Vývoj experimentálního zařízení pro únavové namáhání zkušebních vzorků

Development of Experimental Equipment for Fatigue Loading of Test Specimen

Student:

Bc. Miroslav HENŽEL

Vedoucí diplomové práce:

Ing. František FOJTÍK, Ph.D.

Zadání diplomové práce

Student: Bc. Miroslav Henžel
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: Vývoj experimentálního zařízení pro únavové namáhání zkušebních vzorků.
Development of an Experimental Equipment for Fatigue Loading of Test Specimens.

Zásady pro vypracování:

1. Rozbor parametrů stávajícího zkušebního stroje.
2. Stanovení zkušebních parametrů a silového rozsahu stroje
3. Návrh vhodného snímače měřených silových veličin.
4. Návrh experimentálního zařízení a provedení základních statických výpočtů navržené koncepce.
5. Tvorba 3D modelu a technické dokumentace nové koncepce zkušebního zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

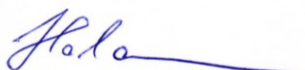
MACURA, P. Experimentální metody v pružnosti a plasticitě. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2006.
MACURA, P. Sběrka úloh z experimentální pružnosti. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008.
DEJL, Z. Konstrukce strojů a zařízení I., Spojovací části strojů, návrh, výpočet, konstrukce, Ostrava: MONTANEX a.s., 2000.
LENERT, J. Úvod do metody konečných prvků. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999.
ANSYS INC. Documentation for ANSYS Release 11.0. SAS IP, Inc., 2007.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. František Fojtík, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.5.2011



doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

Miroslav Henžel

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
Miroslav Henžel

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Miroslav HENŽEL

Adresa trvalého pobytu autora práce:

V. Jiříkovského 165/23

CZ-700 30 Ostrava-Dubina

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HENŽEL, Miroslav. *Vývoj experimentálního zařízení pro únavové namáhání zkušebních vzorků*. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra pružnosti a pevnosti, 2011, 85 s. Vedoucí práce: Fojtík, F.

Práce se zabývá návrhem rekonstrukce experimentálního zařízení k výzkumu únavových vlastností materiálů při kombinovaném namáhání v krutu a ohybu. V první části je provedeno seznámení s problematikou poškození vlivem vysokocyklické únavy materiálu a jsou zde vzneseny podmínky pro zkušební stroje. Dále je proveden rozbor stávajícího zkušebního zařízení a je proveden rozbor zkušebních parametrů pro nové zařízení. Hlavní částí práce je samotný koncepční návrh zkušebního stroje s ohledem na minimalizaci ceny a jednoduchost celého zařízení. V poslední části je poté proveden návrh vhodných měřících přístrojů pro měření silových veličin působících na zkušební vzorek.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HENŽEL, Miroslav. *Development of experimental equipment for fatigue loading of test specimen*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics of Materials, 2011, 85 p. Thesis head: Fojtík, F.

This thesis deals with the design of an experimental device whose purpose is to study fatigue property of materials in combined load in torsion and bending. In the first part we familiarize with the problem of damage due to high-frequency fatigue. Moreover, the conditions for developing test machines are set out. In the next part, the existing experimental equipment is analyzed, as well as parameters for creating new experimental equipment. The focus of the present work is on the design of a new experimental device that would minimize costs and increase simplicity. In the last part, we deal with how to choose appropriate measuring devices from measuring the force acting on the variable test sample.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
1 Úvod	10
1.1 Zkušební stroje a vzorky pro únavové zkoušky	11
1.2 Parametry cyklického zatěžování	13
1.3 Experimentální stanovení Wöhlerovy křivky	13
1.4 Smithův únavový diagram	14
2 Rozbor parametrů stávajícího zkušebního stroje SHENCK	16
3 Stanovení zkušebních parametrů a silového rozsahu stroje	18
3.1 Ohybový moment	19
3.2 Krouticí moment	20
4 Analýza hnací a převodové části stroje SCHENCK	21
4.1 Úhlové zrychlení	22
4.2 Úhel natočení kmitavého pohybu	26
5 Zpracování nové koncepce zkušebního stroje	28
5.1 Zkušební vzorek	29
5.2 Zatížení ohybovým momentem	30
5.2.1 Volba ložisek pro přenos síly vahadlového mechanismu	35
5.2.2 Pevnostní výpočet táhla	36
5.2.3 Pevnostní výpočet příčného vahadla	39
5.2.4 Spojovací části vahadlového mechanismu	42
5.3 Zatížení krouticím momentem	44
5.3.1 Výpočet přídatného momentu setrvačnosti	45
5.3.2 Setrvačník	47
5.3.3 Pevnostní výpočet jednotlivých částí	52
5.4 Ložiskové domky	54
5.4.1 Ložiskový domek 1	55
5.4.2 Ložiskový domek 2	58
5.5 Podpěry a posuv	60
5.5.1 Pevnostní analýza podpěr	62
5.5.2 Pevnostní analýza podpěr posuvu	65
5.5.3 Výpočet třecí síly	68
5.5.4 Posuvný šroub a matice	69
5.5.5 Ukotvení posuvu k rámu	72
6 Návrh snímačů pro měření silových veličin	74

6.1	Snímač tahové síly	75
6.2	Snímač krouticího momentu	76
6.3	Snímač otáček motoru	78
7	Zhodnocení návrhu a průběh měření	80
8	Závěr	82
9	Použitá literatura	83
10	Přílohy	85

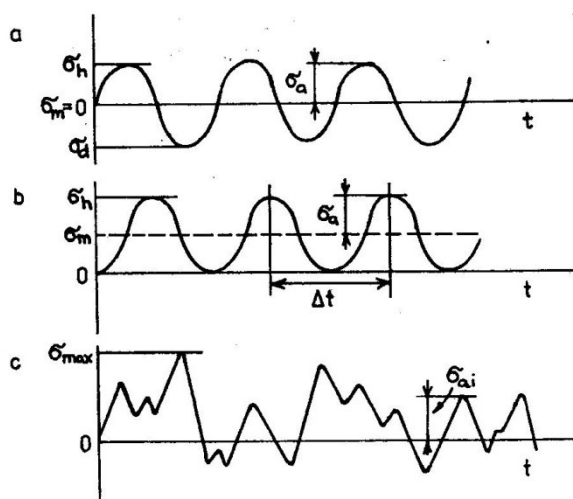
Seznam použitých značek a symbolů

a	Rameno ohybového momentu	[m]
C_{0r}	Statická únosnost ložisek	[N]
d	Jmenovitý průměr závitu	[mm]
d_1	Malý průměr závitu	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Velký průměr závitu	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[Pa]
f	Frekvence	[Hz]
f_s	Součinitel smykového tření	[–]
f_z	Součinitel tření v závitech	[–]
F	Síla vyvolávající ohybový moment	[N]
F_T	Třecí síla	[N]
F_N	Normálová síla	[N]
g	Gravitační zrychlení	$[\frac{m}{s^2}]$
G	Tíhová síla od břemene	[N]
h	Výška matice	[mm]
I	Moment setrvačnosti	$[kg \cdot m^2]$
I_s	Moment setrvačnosti setrvačníku	$[kg \cdot m^2]$
J_p	Polární moment setrvačnosti	$[m^4]$
J_y	Plošný moment setrvačnosti k ose y	$[m^4]$
K_f	Součinitel koncentrace napětí	[–]
m	Hmotnost	[kg]
m_s	Hmotnost setrvačníku	[kg]
M_k	Krouticí moment	$[N \cdot m]$
M_o	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
N	Počet cyklů	[–]
p	Tlak na závitu	[MPa]
P	Stoupání závitu	[mm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
r_s	Poloměr setrvačníku	[m]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
T	Perioda (doba kmitu)	[s]

u	Posunutí	[m]
W_k	Průřezový modul v krutu	[m ³]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[m ³]
ε	Úhlové zrychlení	[$\frac{rad}{s^2}$]
ε_{def}	Deformace	[–]
$\alpha; \varphi; \psi$	Úhel natočení	[rad]
ρ	Hustota	[kg · m ⁻³]
σ_a	Amplituda napětí	[MPa]
σ_h	Horní napětí	[MPa]
σ_m	Střední napětí	[MPa]
σ_n	Dolní napětí	[MPa]
σ_o	Napětí v ohybu	[MPa]
σ_{o-max}	Maximální požadovaná hodnota napětí v ohybu	[MPa]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
τ_{max}	Maximální požadovaná hodnota napětí v krutu	[MPa]
μ	Poissonova konstanta	[–]
$\omega; v$	Uhlová rychlost	[$\frac{rad}{s}$]

1 Úvod

Převážná většina svařovaných konstrukcí, konstrukčních uzlů a strojních částí není v provozu namáhána staticky, ale napětím s časově proměnlivým kmitočtem. V průběhu působení časově proměnných zatížení se tyto síly pravidelně (cyklicky) nebo nepravidelně (stochasticky) mění. U periodických lze dále provést rozdělení na střídavé až míjivé zatížení (viz Obr. 1). Vážný problém nastává právě tehdy, když působení časově proměnné síly na konstrukci nebo na strojní části může i při velmi malém zatížení způsobit po dostatečně dlouhé době provozu poškození, které může vést až k nefunkčnosti dané konstrukce nebo k havárii stroje. Tento proces se nazývá únava materiálu.



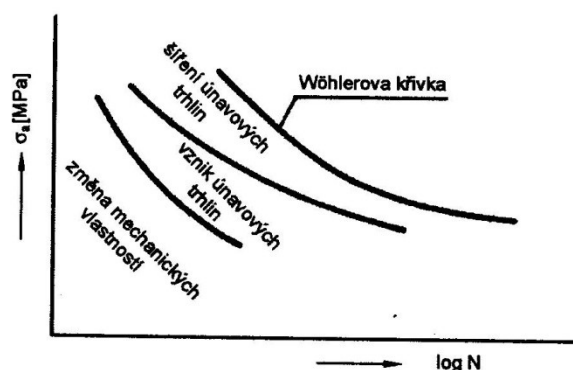
Obr. 1 – Časové průběhy základních typů kmitočtového namáhání materiálu, a- střídavý cyklus, b- míjivý cyklus, c-stochastický cyklus [3]

Únava materiálu je proces změn struktury stavu materiálu a jeho vlastností vyvolaný časově proměnným zatěžováním, přičemž největší napětí je menší než mez pevnosti R_m a ve většině případů menší i než mez kluzu R_e . V důsledku tohoto zatížení dochází v materiálu k hromadění poškození, které se v závěru projeví růstem mikroskopických trhlin a únavovým lomem.

Celý únavový proces lze rozdělit na tři stádia (viz Obr. 2) od prvotního zatížení až ke vzniku únavového lomu. Tyto stádia přechází plynule jedno v druhé.

1. Stádium změny mechanických vlastností
2. Stádium vzniku únavových trhlin
3. Stádium šíření únavové trhliny

Na základě experimentu lze sestavit tzv. únavovou neboli Wöhlerovu křivku, jenž má v sobě zahrnutý všechny tři stádia únavového lomu. Experiment probíhá např. tak, že zkušební vzorek zatížíme ohybem za rotace. Tento postup jako první provedl v letech 1852-1870 železniční inženýr August Wöhler, podle něhož jsou dané křivky pojmenovány. [6]



Obr. 2 – Stádia únavového procesu [7]

1.1 Zkušební stroje a vzorky pro únavové zkoušky

Zkušební stroje pro únavové zkoušky je možno rozdělit podle následujících znaků [7].

- Druh zatěžování
 - Tah-tlak
 - Plochý ohyb
 - Ohyb za rotace
 - Krut
 - Kombinované namáhání
- Způsob zatěžování
 - Konstantní amplituda napětí
 - Konstantní amplituda celkové deformace
- Způsob vyvolání zatížení
 - Mechanické
 - Pružinou
 - Rotací nevyvážených hmot
 - Elektromechanické
 - Rezonanční

- Frekvence zatížení
 - Běžné stroje (0,1 Hz – 10 Hz)
 - Vysokofrekvenční pulsátory (10 Hz – 100 kHz)
- Tvar vzorku
 - Laboratorní vzorky (normované, hladké)
 - Konstrukční části (reálné modely)

Na zkušební stroje jsou kladeny značné nároky. Stroj musí umožňovat dostatečně tuhé a stabilní uchycení zkušební vzorku. Dále musí být zaručena deformace pouze zkušební vzorku → velmi tuhý rám. Mezi nejznámější zkušební stroje patří zkušební stroje fy Schenck, MTS, Amsler, Instron a Zwick atd... V našem případě budeme vycházet ze zkušební stroje fy Schenck, pro něj bude navržen nový mechanismus pro zatěžování zkušebních vzorků tak aby odpovídal vyšším parametrům, při nižší ceně a jednodušší konstrukci. Stávající konstrukce je popsána v kapitole 2.

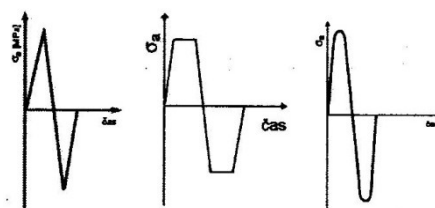
Zkušební tělesa (viz Obr. 3), která jsou obvykle použita pro laboratorní zkoušky, jsou válcovité nebo ploché s jemně broušeným a leštěným povrchem, aby se zamezilo nepřesnostem drsného povrchu. Běžné rozměry zkušební části jsou od 6 do 20 mm v mezních případech až 25 mm. Návrh zkušební vzorku bude proveden v kapitole 5.1.



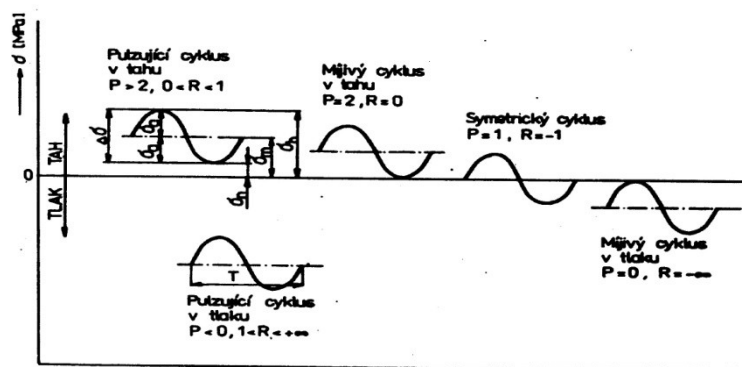
Obr. 3 - Příklad zkušební tělesa (vzorku)

1.2 Parametry cyklického zatěžování

Strojní součásti jsou v praxi vystaveny periodickému, po částech periodickému, nebo zcela nahodilému průběhu zatěžování. Tyto průběhy zatížení je velmi obtížné v laboratorních podmínkách simulovat a je zde snaha tyto průběhy zjednodušit nebo nahradit jiným časovým průběhem zatížení. Nejčastěji se jako náhrada volí harmonický signál, a to sinusový, lze však použít i jiné (viz Obr. 4). Cyklické zatěžování, jenž má v čase sinusový průběh, mění svou hodnotu periodicky od maxima do minima a je definováno dobou kmitu T nebo frekvencí f , dále pomocí horního (σ_h), dolního (σ_n) a středního (σ_m) napětí. Základní cykly zatěžování jsou znázorněny na Obr. 5.



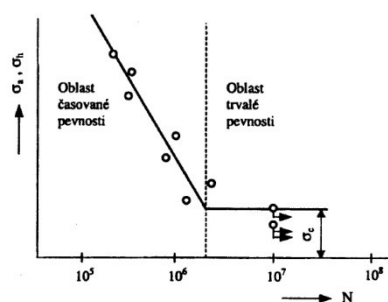
Obr. 4 - Příklady zatěžovacích cyklů: a. trojúhelníkové (pilové), b. obdelníkové, c. sinusové [8]



Obr. 5 - Různé typy sinusových zatěžovacích cyklů a jejich charakteristiky [6]

1.3 Experimentální stanovení Wöhlerovy křivky

Únavové zkoušky jsou zatíženy poměrně značným rozptylem naměřených napětíových hodnot životnosti na jednotlivých napětíových hladinách, takže pro přibližné stanovení Wöhlerovy křivky (viz Obr. 6) je potřeba 8 – 12 vzorků [2]. Pro přesnější stanovení jejího průběhu, případně i pro její statistické vyhodnocení, je potřeba 15 – 20 zkušebních těles. Pro některé specifické případy až stovky vzorků. [7]



Obr. 6 - Wohlerova křivka [6]

Zkušební tyče pro stanovení jedné únavové křivky musí být stejné jak z hlediska materiálu tak jejich povrchu, tvaru a rozměrů. První vzorek se zatíží napětím jenž je blízké mezi kluzu daného materiálu, a pro další vzorky se napětí neustále snižuje, až dosáhne hladiny při níž vzorek vydrží bez porušení předepsaný počet cyklů N_∞ . Postup zkoušky je doporučen normou. [2]

Dle ČSN [1] platí pro různé materiály tyto hodnoty.

Oceli, litiny, měď, slitiny..... 10^7 cyklů

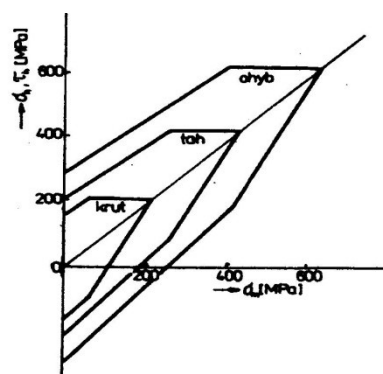
Lehké kovy..... 10^8 cyklů

1.4 Smithův únavový diagram

Wöhlerova křivka a z ní plynoucí mez únavy se nejčastěji stanovují při harmonickém symetrickém cyklu kde $\sigma_h = \sigma_a$ a $\sigma_m = 0$. Hodnota mezní únavy je však funkcí asymetrie cyklů kdy je daná součást zatížená napětím o hodnotě σ_m a únava vzniká oscilací kolem této hodnoty.

Pro získání dokonalé představy o únavovém chování je nutné stanovit několik Wöhlerových křivek s různou asymetrií cyklu a pomocí těchto křivek je možné sestavit diagram mezních cyklů neboli Smithův únavový diagram. Tento diagram vyjadřuje vztah mezi hodnotami meze únavy pro různé druhy asymetrických cyklů. Velikost a tvar Smithova diagramu se mění podle druhu materiálu a také podle způsobu zatížení. Příklad Smitova diagramu je znázorněn na Obr. 7.

Mezi další diagramy, které je možné sestavit se řadí např. diagram mezních amplitud neboli Haighův diagram apod... [4]

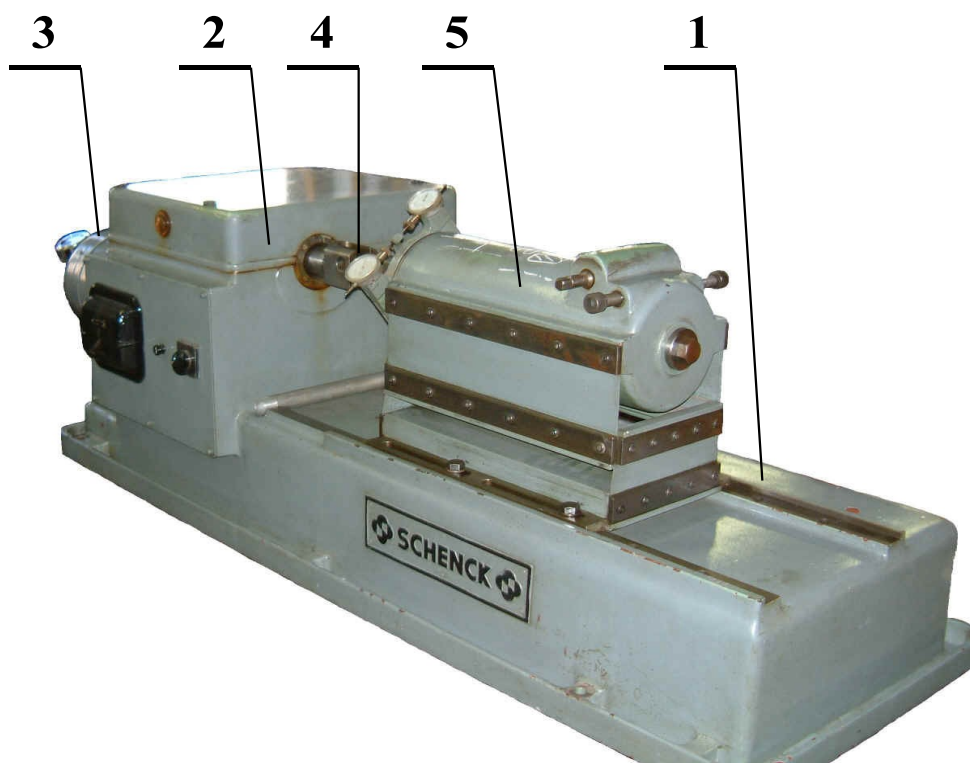


Obr. 7 - Smithovy diagramy pro ocel ČSN 12 030.6 [6]

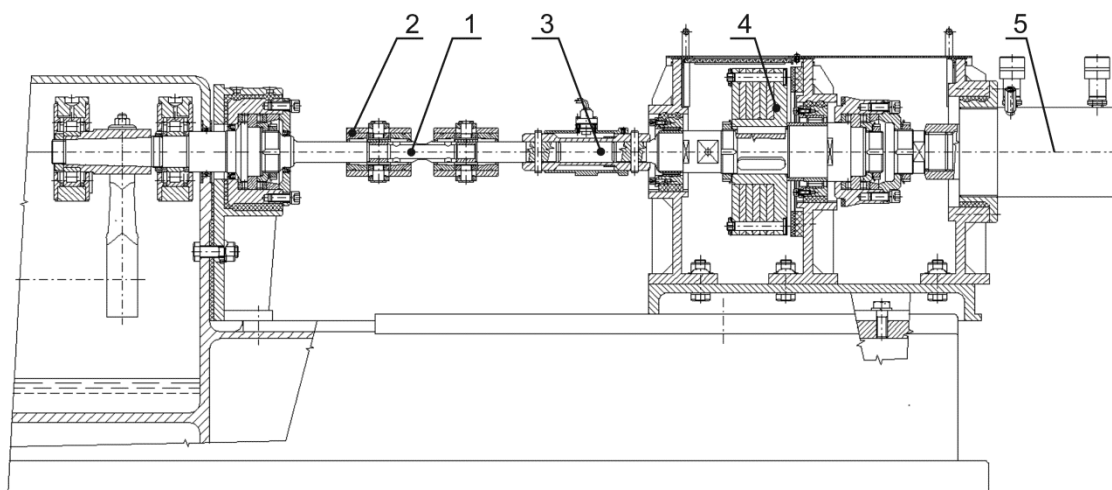
2 Rozbor parametrů stávajícího zkušebního stroje SCHENCK

Zkušební stroj SCHENCK typ PWXN je univerzální zkušební stroj sloužící k provádění únavových zkoušek kovových materiálů. V této kapitole bude proveden rozbor stávající konfigurace zkušebního stroje a budou vysvětlen důvod další modernizace.

Uspořádání zkušebního stroje je znázorněno na Obr. 8. Základ tvoří tuhý litý rám (1) uložený na gumových tlumičích. V levé části rámu je umístěna hnací jednotka (2), která je složena z převodového ústrojí (čtyř-kolobového mechanismu) a je poháněna třífázovým asynchronním elektromotorem (3). Výstupem z převodového ústrojí jsou upínací čelisti (4) umožňující buď přímé upnutí zkušebního vzorku – pro střídavé kroucení nebo upnutí speciálních přípravků – pro upnutí vzorků zatížených střídavým ohybem. V pravé části zkušebního stroje, která navazuje na upínací čelisti, je měřicí stojan (5). Tento stojan je posuvný ve vedení rámu (1) a slouží k nastavení amplitudy deformace. Tento stojan je pouze jedním z možných příslušenství a v současné době není na stroji osazen. Na místě tohoto stojanu je v současnosti alternativní zařízení pro provádění mechanických zkoušek v krutu s osovým přepětím v tahu a tlaku. (viz Obr. 9).



Obr. 8 - Původní zkušební stroj SCHENCK typ PWXN [9]



Obr. 9 - Současná konfigurace stroje SCENCK [9]

Jak lze vidět na Obr. 9 je zkušební vzorek (1) poměrně krátký, uchycený ve dvou čelistech (2). Dále navazuje zařízení sloužící k měření krouticího momentu a tahových sil (3). Vznik krouticího momentu je zajištěn setrvačníkem (4). Vzorek je pomocí tohoto setrvačníku, který vykonává kmitavý pohyb, zatížen střídavým harmonickým průběhem krouticího momentu o amplitudě M_k . Hydraulický válec (5) pak zajišťuje působení axiálních (tahových-tlakových) sil na zkušební vzorek.

Daná konfigurace stroje v tento moment umožňuje testovat zkušební tyče na únavu způsobenou střídavým harmonickým krutem v kombinaci se statickým tlakem nebo tahem. Nevýhodou dané koncepce je to, že není možné na zkušební vzorek vnést ohybový moment. Z toho důvodu bude provedena rekonstrukce zkušebního stroje, tak aby odpovídal požadavku na zatěžování zkušební vzorku kombinovaným krutem a ohybem.

Předpoklady nové konfigurace zkušebního stroje jsou shrnuty v kapitole 3.

3 Stanovení zkušebních parametrů a silového rozsahu stroje

Maximální zkušební parametry stroje jsou nastaveny tak, aby ohybový moment na zkušebním vzorku mohl dosáhnout maximální hodnoty $\sigma_{o-max} = 1000MPa$ a krouticí moment hodnoty $\tau_{max} = 500MPa$. Z těchto hodnot pro napětí je dále nutné pro konstrukci stroje dopočítat hodnoty ohybového momentu (kapitola 3.1) a krouticího momentu (kapitola 3.2).

Dalším vzneseným požadavkem bylo navržení nového zkušební vzorku tak, aby, zkušební část vzorku měla zadaný průměr $d_0 = 10mm$, a zároveň odpovídala normě pro únavu kovových materiálů ČSN 42 0363 [2]. Bude se tedy jednat o laboratorní zkušební vzorky a to hladké tyče se zesílenými konci pro upnutí. Průměr zesílených konců je zvolen tak aby bylo možné využít spojky dostupné na skladu laboratoře. Upínací průměr je tak zvolen na hodnotu $D = 30mm$. Celkový návrh bude proveden v kapitole 5.1.

Zkouška bude prováděna při kombinovaném namáhání na střídavý harmonický krut s předpětím v ohybu. Toto zatížení bude zajištěno pomocí kmitavého pohybu realizovaného pomocí čtyř-kloubového mechanismu v kombinaci se setrvačником. Ten bude vlivem vlastní setrvačnosti vyvolávat krouticí moment v rozsahu $\pm M_k = I \cdot \varepsilon$. Zrychlení ε bude odvozeno v kapitole 4 a samotný princip bude popsán v kapitole 5.3. Ohybový moment bude na zkušební vzorek vnesen pomocí břemene a pákového mechanismu. Velmi důležité je, aby tento ohyb byl prostý tzn. ve všech bodech zkušební části zkušební vzorku, musí být napětí v ohybu stejné. Tento mechanismus bude popsán v kapitole 5.2.

Zkoušky vzorků budou probíhat v laboratorním prostředí. Toto prostředí nesmí být chemicky agresivní a zkouška bude probíhat při normální teplotě okolí $20 \pm 10^\circ C$. Bude se jednat o zkoušku vysoko-kmitové únavy a tím pádem se bude řídit zatěžovací síla a časový průběh amplitudy bude mít sinusový charakter. [2]

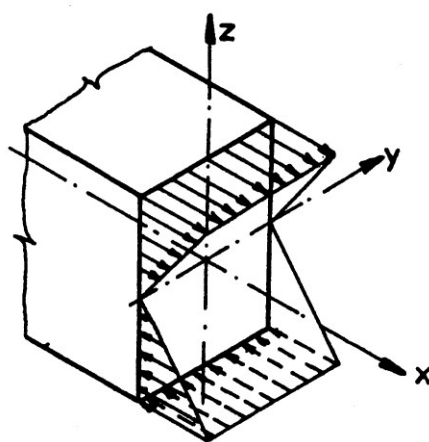
Jako hlavní testovaný materiál je uvažována ocel, ale je možno uvažovat i o jiných materiálech jako jsou slitiny kovů, hliníku, litiny, nebo mědi. Podle materiálu se bude volit základní počet kmitů pro stanovení meze únavy. viz kapitola 1.3.

3.1 Ohybový moment

Jelikož se v kritické části (zkušební část vzorku) bude jednat o prostý ohyb, je možné uplatnit předpoklady plynoucí z Bernoulli-Navierovy teorie.

- Příčné průřezy prutu zůstávají i po zatížení rovinné. Nedochází k deplanaci těchto průřezů.
- V jednotlivých bodech prutu, namáhaných prostým ohybem, vzniká jednoosá napjatost ve směru podélné osy x, která je závislá na souřadnicích y a z.

Osy x,y,z nám určují souřadný systém daného problému (Obr. 10).



Obr. 10 – Zavedení souřadného systému

Pomocí těchto předpokladů lze odvodit vztah závislosti ohybového napětí na ohybovém momentu a na momentu setrvačnosti. [11]

$$\sigma_o = \frac{M_y \cdot z}{J_y} = \frac{M_o}{W_o} \quad \text{rov. 3.1}$$

Zkušební vzorek bude mít válcový tvar → průřezový modul v ohybu W_o se vypočte dle následujícího vztahu. [10]

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad \text{rov. 3.2}$$

Po vzájemné dosazení rov. 3.2 a rov. 3.1 a úpravě získáme vzorec pro ohybový moment.

$$M_o = \frac{\pi \cdot d_o^3 \cdot \sigma_{o-max}}{32} \quad \text{rov. 3.3}$$

$$M_o = \frac{\pi \cdot 0.01^3 \cdot 1000 \cdot 10^6}{32} = 98,175 \text{ Nm} \quad \text{rov. 3.4}$$

3.2 Krouticí moment

Tentokrát bude předpokládáno, že kritická část bude namáhána prostým krutem. Pro stanovení napětí je nutné vycházet z experimentálně ověřených poznatků.

- Deformace jsou velmi malé.
- Rovinné řezy kolmé na osu prutu (osa x) zůstávají rovinné i po deformaci. Nedochází ke zborcení.
- Příčné řezy se vůči sobě pouze natáčí kolem osy x.
- Všechny povrchové přímky se po zatížení změny na šroubovice.

Při použití těchto poznatků a využití Hookova zákona pro prostý smyk dostaneme závislost napětí v krutu na krouticím momentu a na funkci tvaru. [11]

$$\tau = \frac{M_k}{J_p} \cdot r = \frac{M_k}{W_k} \quad \text{rov. 3.5}$$

Zkušební vzorek bude mít válcový tvar → průřezový modul v krutu W_k se vypočte dle následujícího vztahu. [10]

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad \text{rov. 3.6}$$

Po vzájemném dosazení rov. 3.5 a rov. 3.6 a úpravě získáme vzorec pro krouticí moment.

$$M_k = \frac{\pi \cdot d_o^3 \cdot \tau_{max}}{16} = 98,175 \text{ Nm} \quad \text{rov. 3.7}$$

4 Analýza hnací a převodové části stroje SCHENCK

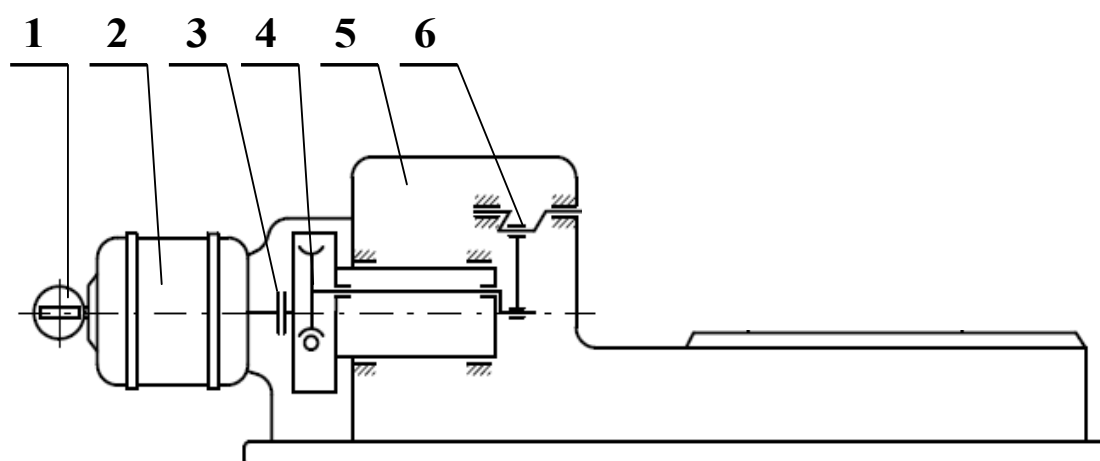
Před samotným návrhem nového uspořádání zkušebního stroje je nutné provést rozbor a analýzu hnacího ústrojí a převodové části zkušebního stroje SCHENCK. Pro návrh je nezbytné zjistit tyto parametry.

a) Úhlové zrychlení při kmitavém pohybu

Tento údaj je nezbytný k návrhu setrvačníku, a to především jeho momentu setrvačnosti, který bude spolu s hodnotou úhlového zrychlení udávat hodnotu krouticího momentu.

b) Úhel natočení při kmitavém pohybu a jeho nastavitelnost.

Tento údaj bude nezbytný k zjištění velikosti rozsahu nastavení ohybového napětí.



Obr. 11 - Funkční schéma zkušebního stroje SCENCK typ PWXN [9]

Hnací a převodový mechanismus stroje SCHENCK (viz Obr. 11) je tvořen snímačem otáček (1), asynchronním elektromotorem (2), pružnou spojkou (3), šnekovým převodem setrvačníku (4), převodovou skříní (5) a čtyř-kolbovým mechanismem (6) zajišťujícím kmitavý pohyb.

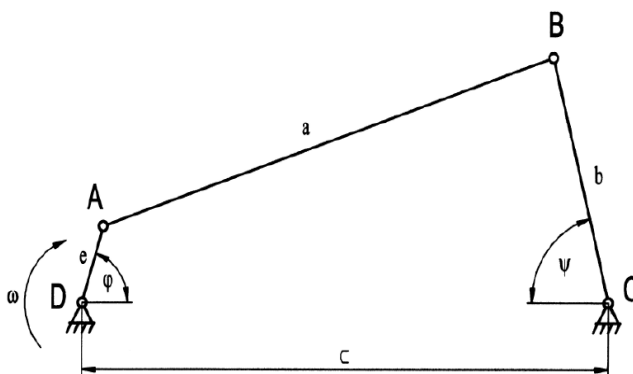
Základní hnací část je převodová skříň, která převádí konstantní otáčky motoru na kmitavý (kývavý) pohyb vstupní hřídele. Amplitudu tohoto pohybu lze nastavit pomocí šnekového převodu, jehož osa je rovnoběžná s osou prvního kloubu čtyř-kolbového

mechanismu, který tvoří vstupní rotační rameno tohoto mechanismu. Setrvačnick je spojen pružnou pryžovou spojkou s hřídelí asynchronního motoru. Na průběžnou hřídel motoru dále navazuje čítač počtu cyklů.

Motor je třífázový asynchronní s kotvou nakrátko. Otáčky se dají nastavit na hodnotu $1435 \frac{ot}{min}$ a $2890 \frac{ot}{min}$.

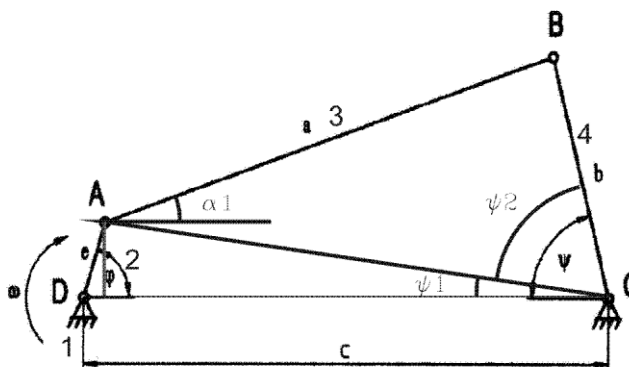
4.1 Úhlové zrychlení

Úhlové zrychlení je závislé na rozměrech čtyř-klobového mechanismu, který slouží jako převodový mechanismus mezi motorem a výstupním hřídelem pohonu.



Obr. 12 – Obecné schéma čtyř-klobového mechanismu

Pro vyjádření uhlového zrychlení je nutné nejprve provést kinematické řešení celého mechanismu. Z kinematického řešení dostaneme zdvihovou funkci což je závislost výstupního úhlu ψ na vstupní proměnné φ a rozměrech mechanismu.



Obr. 13 - Řešení mechanismu pomocí trigonometrické metody

Pro kinematické řešení čtyř-kolbového mechanismu byla použita **trigonometrická metoda**. Pomocí ní byla nalezena zdvihová funkce $\psi = f_{42}(\varphi)$.

ΔACD je obecný.

$$tg(\psi_1) = \frac{e \cdot \sin(\varphi)}{c - e \cdot \cos(\varphi)} \quad \text{rov. 4.1}$$

Úpravou dostaneme vztah pro úhel ψ_1 .

$$\psi_1 = arctg\left(\frac{e \cdot \sin(\varphi)}{c - e \cdot \cos(\varphi)}\right) \quad \text{rov. 4.2}$$

Dále použijeme Kosinovu větu na obecný ΔACB .

$$a^2 = |AC|^2 + b^2 - 2|AC| \cdot b \cdot \cos(\psi_2) \quad \text{rov. 4.3}$$

Odtud lze vyjádřit úhel ψ_2 .

$$\psi_2 = arccos\left(\frac{|AC|^2 + b^2 - a^2}{2|AC| \cdot b}\right) \quad \text{rov. 4.4}$$

Z Pythagorovy věty lze pak určit vzdálenost $|AC|$.

$$|AC| = \sqrt{(e \cdot \sin(\varphi))^2 + (c - e \cdot \cos(\varphi))^2} \quad \text{rov. 4.5}$$

$$|AC| = \sqrt{c^2 + e^2 - 2 \cdot c \cdot e \cdot \cos(\varphi)}$$

Z rovnice rov. 4.3 až rov. 4.5 vzájemným dosazením dostaneme výsledný vztah pro úhel ψ_2 .

$$\psi_2 = arccos\left(\frac{c^2 + e^2 + b^2 - a^2 - 2 \cdot c \cdot e \cdot \cos(\varphi)}{2\sqrt{c^2 + e^2 - 2 \cdot c \cdot e \cdot \cos(\varphi)} \cdot b}\right) \quad \text{rov. 4.6}$$

Výsledný úhel bude, jak je zřejmé z Obr. 13, součtem jednotlivých úhlů $\psi_1 + \psi_2$ (viz rov. 4.2 a rov. 4.6).

$$\psi = \psi_1 + \psi_2$$

$$\psi = arctg\left(\frac{e \cdot \sin(\varphi)}{c - e \cdot \cos(\varphi)}\right) + arccos\left(\frac{c^2 + e^2 + b^2 - a^2 - 2 \cdot c \cdot e \cdot \cos(\varphi)}{2\sqrt{c^2 + e^2 - 2 \cdot c \cdot e \cdot \cos(\varphi)} \cdot b}\right) \quad \text{rov. 4.7}$$

Díky této zdvihové funkci lze již snadno dopočítat funkce rychlosti a zrychlení v závislosti na vstupních parametrech φ a ω .

$$\omega = \frac{d\psi}{dt} \quad \text{rov. 4.8}$$

Obdobně zrychlení.

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} \quad \text{rov. 4.9}$$

Další možností, jak vyřešit rychlost a zrychlení je pomocí převodového poměru, který je možné vyjádřit jako derivaci zdvihové funkce podle řídicí proměnné.

$$p = \frac{d\psi}{d\varphi} \quad \text{rov. 4.10}$$

Úhlová rychlost výstupního členu je pak.

$$v = p \cdot \omega \quad \text{rov. 4.11}$$

A zrychlení výstupního členu je.

$$\varepsilon = \frac{dp}{d\varphi} \cdot \omega^2 \quad \text{rov. 4.12}$$

S ohledem na komplikovaný tvar zdvihové funkce by bylo analytické derivování této funkce velice obtížné a výsledný tvar by byl dosti nepřehledný. Z tohoto důvodu je vhodnější tento problém řešit numericky. K řešení byl použit program MathCAD 15 od společnosti PTC.

Pro převodovou část zkušebního stroje SCHENCK byly zjištěny tyto rozměry jednotlivých částí čtyř-kloubového mechanismu. [9] Označení rozměru odpovídá Obr. 12.

Rozměry	
Rameno a (mm)	171
Rameno b (mm)	90
Rameno e (mm)	proměnný – max. 12
Rozměr c (mm)	219,32

Tab. 1 - Rozměry čtyř-kloubového mechanismu

Pro danou konfiguraci byl proveden numerický výpočet pomocí programu MathCAD a zjištěny grafy průběhu úhlového zrychlení výstupních členů (viz Obr. 14) a maximální a minimální hodnota zrychlení pro obě varianty zapojení motoru ($1435 \frac{ot}{min}$ a $2890 \frac{ot}{min}$).



Obr. 14 - Průběh zrychlení výstupního členu pro $e=12mm$ a otáčky motoru $n=1435ot/s$

Otáčky elektromotoru $n \left[\frac{ot}{min} \right]$	1435	2890
Amplituda $\varepsilon_a \left[\frac{rad}{s^2} \right]$	$\pm 3\,288$	$\pm 13\,340$

Tab. 2 - Maximální a minimální hodnoty úhlového zrychlení pro jednotlivé fáze elektromotoru při maximální délce ramene $e=12mm$

Další možností jak redukovat maximální velikost úhlového zrychlení je pomocí změny velikosti ramene $e \in \langle 0mm; 12mm \rangle$. Výhodou této redukce je možnost nastavit libovolnou hodnotu úhlového zrychlení. Nevýhodou je to, že vlivem této změny dojde ke změně úhlu kmitání a tím i ke změnám průběhu ohybového momentu. Graf znázorňující závislost úhlového zrychlení na délce ramene e je možné vidět na Obr. 15. Jak lze vidět, tak je úhlové zrychlení výstupního členu lineárně závislé na délce ramene e .

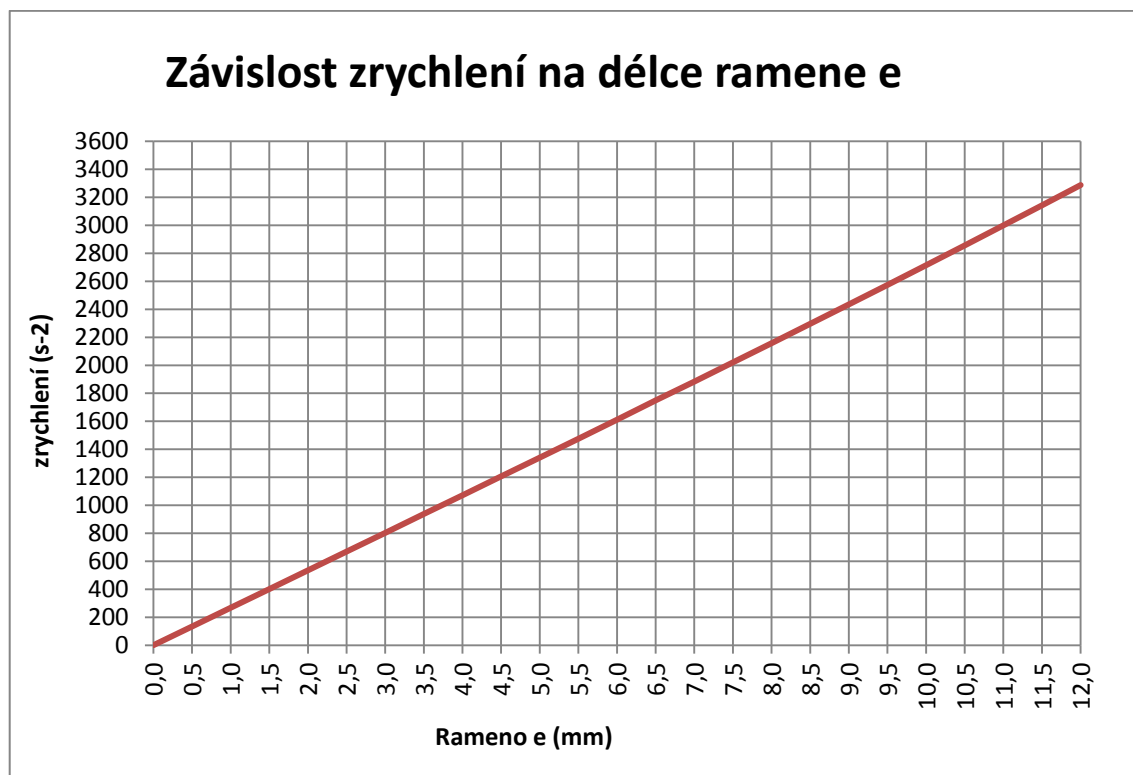
Poslední možností je regulace otáček motoru pomocí frekvenčního měniče. Toto řešení bude v praxi nejvíce používané. Zrychlení lze díky tomuto regulovat v rozsahu od $0 \frac{rad}{s^2}$ až

na hodnotu amplitudy ε_a pro aktuální konfiguraci motoru. Zároveň úhel kmitání zůstane stejný.

Pomocí hodnot úhlového zrychlení jsme schopni provést návrh momentu setrvačnosti setrvačníku pro zadané napětí dle rov. 4.13

$$M_k = I \cdot \varepsilon$$

rov. 4.13



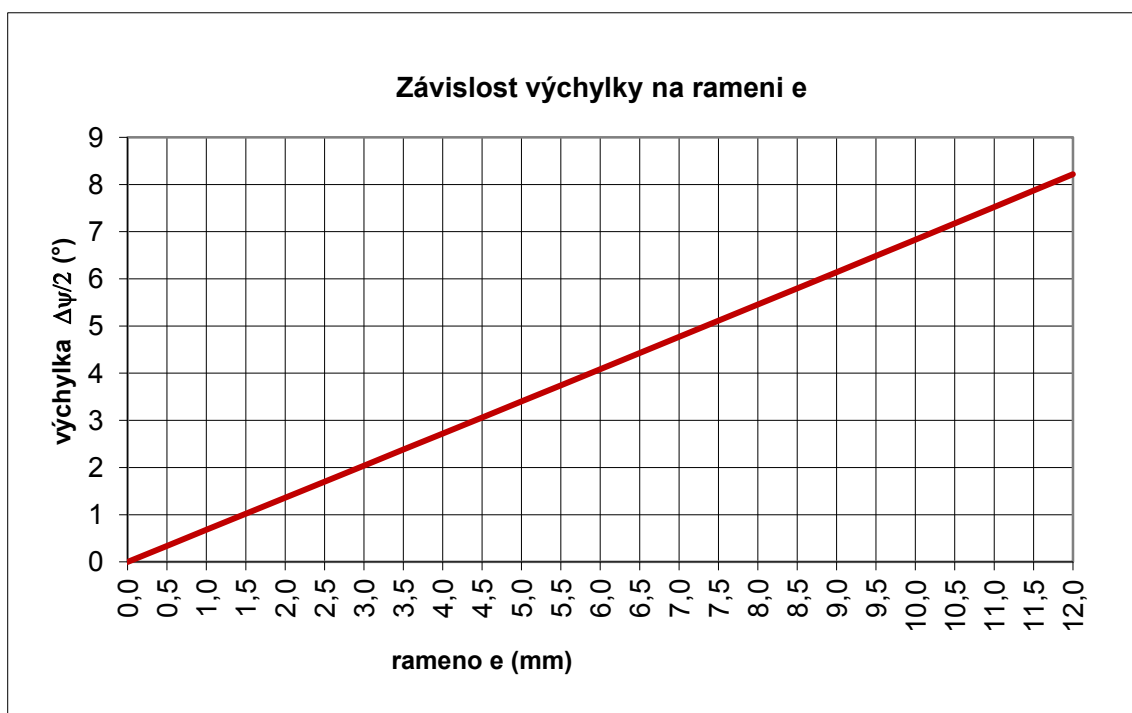
Obr. 15 - Závislost úhlového zrychlení na délce ramene e při otáčkách motoru $n=1435\text{ot/min}$ [9]

Samotný návrh setrvačníku bude proveden v kapitole 5.3.

4.2 Úhel natočení kmitavého pohybu

Velmi podstatným údajem u čtyř-kloubového mechanismu je úhel kmitání neboli výchylka výstupního členu. Tuto výchylku lze nastavit šnekovým převodem setrvačníku (viz Obr. 11). Tímto natočením dojde ve výsledku ke změně délky ramene e. Graf této výchylky se dá určit pomocí maximální hodnoty výchylky při změnách rozměru ramene e. Tento průběh je možné vidět na Obr. 16. Jak lze vidět, tak stejně jako u úhlové rychlosti Obr. 15, tak i zde je tento průběh lineární.

Z grafu se dá lehce vyčíst, že výchylku lze regulovat v rozmezí 0 až $\pm 8^\circ$.



Obr. 16 - Závislost výchylky na délce ramene e [9]

5 Zpracování nové koncepce zkušebního stroje

V předchozích kapitolách bylo vzneseno velké množství předpokladů a požadavků na realizaci únavové zkoušky, konstrukci stroje a zatížení zkušebního vzorku. V této kapitole budou tyto požadavky realizovány pomocí koncepčního návrhu a to tak, aby všechny tyto požadavky byly splněny.

V první části je nezbytné provést návrh samotného zkušebního vzorku. Tento návrh je možné provést pouze s využitím zadaných parametrů a norem a není nutné při jeho návrhu vycházet s žádných jiných parametrů.

V dalších částech bude poté proveden koncepční návrh zatěžovacích mechanismů, pojezdových mechanismů apod. U těchto částí bude nutné zohlednit jak geometrickou tak technickou stránku samotných návrhů. Jako hlavní problémy, které budou muset být v koncepčním návrhu vyřešeny, lze zahrnout.

- Smontovatelnou celé zkušební sestavy.
- Vyrobitelnost jednotlivých dílů sestavy.
- Minimalizaci ceny při dodržení požadovaných parametrů.
- Snadná oprava poškozených částí.
- Snadné vyjmutí a vložení zkušební vzorku.
- Maximální tuhost celkové sestavy.
- Dlouhá životnost mechanických částí.
- Dostatečná bezpečnost při provozu i při havárii.
- atd....

5.1 Zkušební vzorek

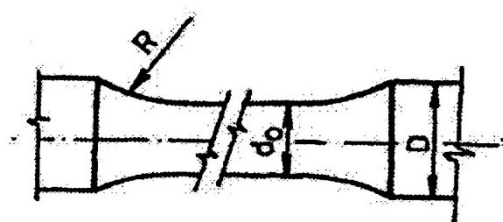
Zkušební vzorek byl navržen, tak aby odpovídal normě ČSN [2] pro zkušební vzorky a zadaným (požadovaným) hodnotám. Běžný zkušební vzorek pro namáhání na ohyb a krut má zkušební část o průměru $d_0 = 7,5mm$. Pro tento návrh byl ale vznesen požadavek na změnu tohoto rozměru na hodnotu $d_0 = 10mm$ obdobně jako u vzorků určených pro tahovou zkoušku. Výrobní výkres zkušebního vzorku se všemi náležitostmi (tolerance, rozměry apod....) je přiložen ve výkresové dokumentaci (viz příloha II).

Podmínka uvedená v normě [1] pro hladkou tyč se zesílenými konci pro upnutí při kombinovaném namáhání na krut a ohyb.

$$\frac{R}{d_0} \geq 3 \rightarrow \frac{40}{10} = 4$$

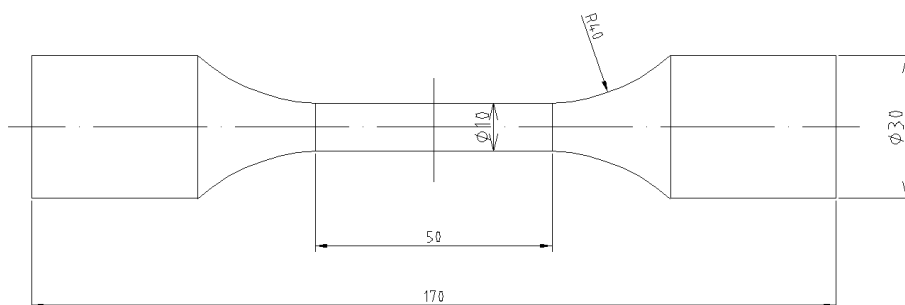
rov. 5.1

Splněno



Obr. 17 - Hladká zkušební tyč se zesílenými konci

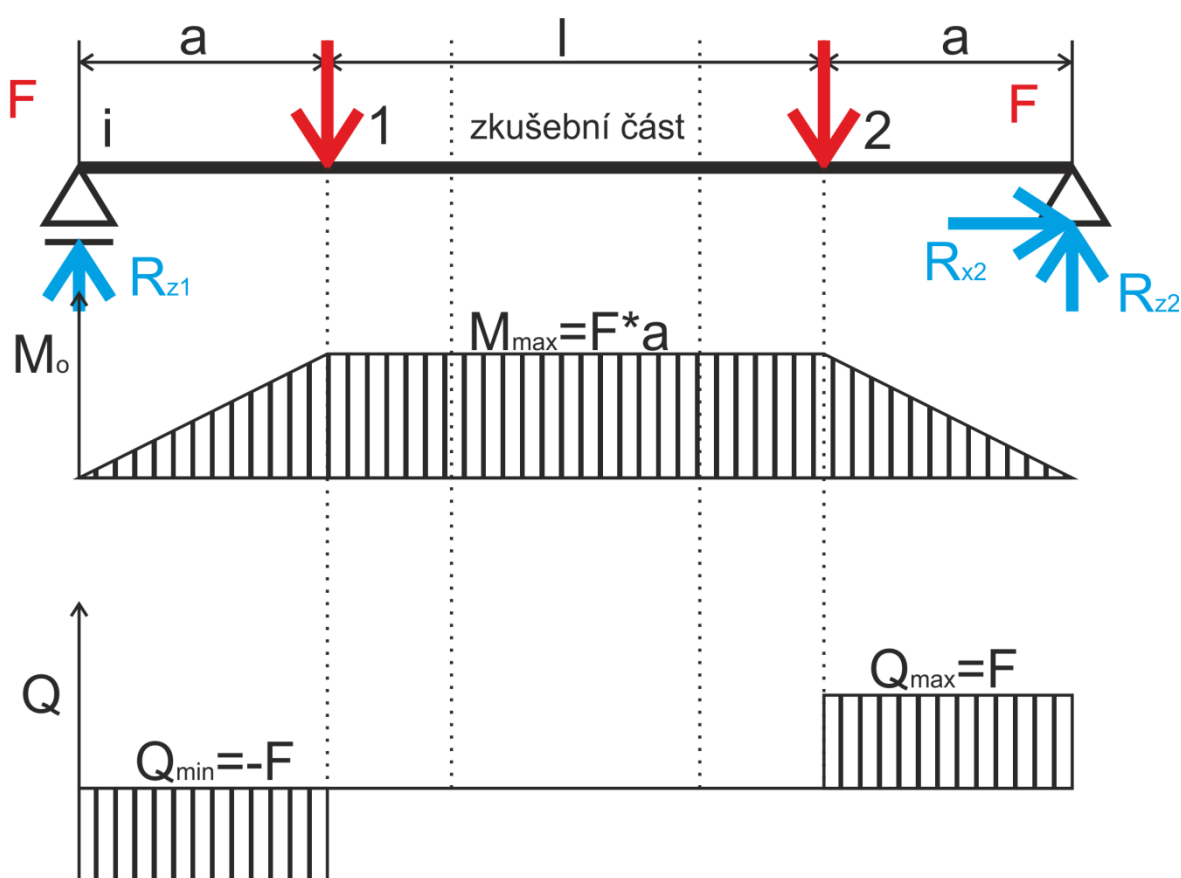
Pro daný tvar zkušebního vzorku při zadaném namáhání nejsou v normě požadovány další podmínky.



Obr. 18 - Nový zkušební vzorek pro kombinované namáhání na krut a ohyb

5.2 Zatížení ohybovým momentem

Jak bylo již řečeno dříve, bude zkušební část vzorku zatížena prostým ohybem. Tento ohyb je na vzorek zaveden pomocí speciálního vahadlového mechanismu. Velmi důležité při návrhu způsobu zatížení bylo to, aby daný mechanismus zatěžoval zkušební vzorek pouze na ohyb a nikoliv dodatečným zatížením od posouvajících sil. Toho bylo dosaženo použitím jednoduchého principu (viz Obr. 19), kdy jsou posouvající síly vynulovány pomocí reakcí od kloubových podpor.



Obr. 19 - Způsob zatížení ohybovým momentem

Nejprve je nutné určit vztahy pro maximální hodnotu ohybového momentu. Tento krok bude proveden pomocí rovnic rovnováhy.

$$\sum F_x = 0 \quad \text{rov. 5.2}$$

$$\sum F_z = 0 \quad \text{rov. 5.3}$$

$$\sum M_{o-i} = 0 \quad \text{rov. 5.4}$$

$$R_{x2} = 0 \quad \text{rov. 5.5}$$

$$R_{z1} + R_{z2} - 2 \cdot F = 0 \quad \text{rov. 5.6}$$

$$-F \cdot a - F \cdot (a + l) + R_{z2} \cdot (a + l + a) = 0 \quad \text{rov. 5.7}$$

$$R_{z2} = \frac{F \cdot a + F \cdot (a + l)}{2a + l} \quad \text{rov. 5.8}$$

$$R_{z1} = 2 \cdot F - R_{z2} \quad \text{rov. 5.9}$$

$$R_{z2} = F \quad \text{rov. 5.10}$$

$$R_{z1} = F \quad \text{rov. 5.11}$$

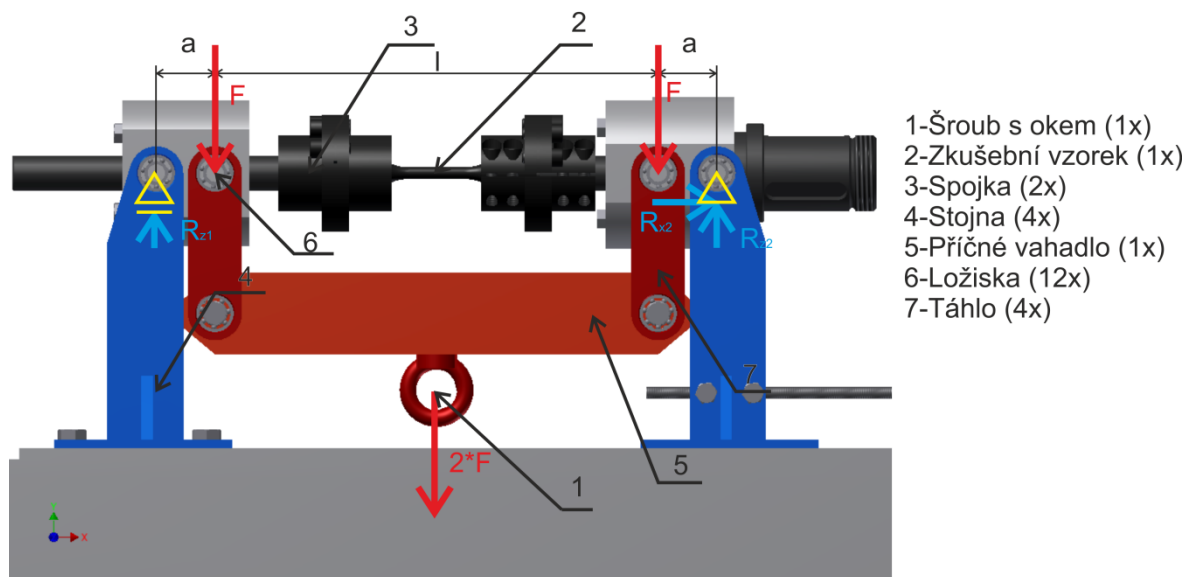
Pro daný návrh mechanismu lze z hodnot reakcí poté vypočíst hodnotu síly F , která bude vyvolávat ohybový moment a tím namáhat zkušební část vzorku požadovanou hodnotou maximálního ohybového momentu $\sigma_{o-max} = 1000MPa$.

$$M_{max} = R_{z2} \cdot a = F \cdot a \quad \text{rov. 5.12}$$

Z rov. 3.4 bylo zjištěno, že požadovaná velikost ohybového momentu pro zadané napětí v ohybu je $M_o = 98,175 Nm$. Takže po dosazení a úpravě dostaneme vzorec pro výpočet požadované síly.

$$F = \frac{M_o}{a} \quad \text{rov. 5.13}$$

Parametr a je jednou ze základních hodnot nutných k určení požadované síly. Jedná se o vzdálenost mezi působící silou a kloubovou vazbou. Pro určení tohoto parametru je nutné provést návrh zatěžovacího mechanismu, jeho vzhled, způsob fungování a v neposlední řadě jeho rozměry na základě pevnostních výpočtů. Hlavním parametrem pro určení parametru však bude smontovatelnost celého mechanismu a zároveň nesmí docházet ke kolizím jednotlivých částí v průběhu mechanické zkoušky.



Obr. 20 - Konstrukce vahadlového mechanismu 2D

Požadovaný rozměr a na reálné součásti je možné pozorovat na Obr. 20, který znázorňuje navrženou koncepci zkušebního stroje. Jak je patrné z návrhu, tak hlavním limitujícím parametrem je rozměr ložisek (6) pro danou statickou únosnost (jedná se pouze o přenos sil a nebude docházet k rotaci) a rozměr jednotlivých nosných součástí (4), (7). Z návrhu byl určen nejvhodnější rozměr pro snadnou montáž a bezproblémový provoz $a = 50\text{mm}$. Odůvodnění volby těchto rozměrů bude vysvětleno v následujících podkapitolách 5.2.1 a 5.2.2.

Pomocí rozměru a , hodnoty M_o a rov. 5.13 jsme schopni vypočítat hodnotu požadované síly F a odtud poté i tíhovou sílu G vyvolanou břemenem, které bude zavěšeno na šroubu s okem viz (1).

$$F = \frac{M_o}{a} = \frac{98,175}{0,05} = 1963,5\text{N} \quad \text{rov. 5.14}$$

$$2 \cdot F = G = 2 \cdot 1963,5 = 3927\text{N} \quad \text{rov. 5.15}$$

Výpočet hmotnosti břemene, které bude zavěšeno na šroubu s okem bude proveden pomocí Newtonova gravitačního zákona. Tento výpočet je nezbytný k určení chyby, která vznikne v důsledku hmotností jednotlivých částí mechanismu.

$$m = \frac{G}{g} = \frac{3927}{9,807} = 400,4kg \quad \text{rov. 5.16}$$

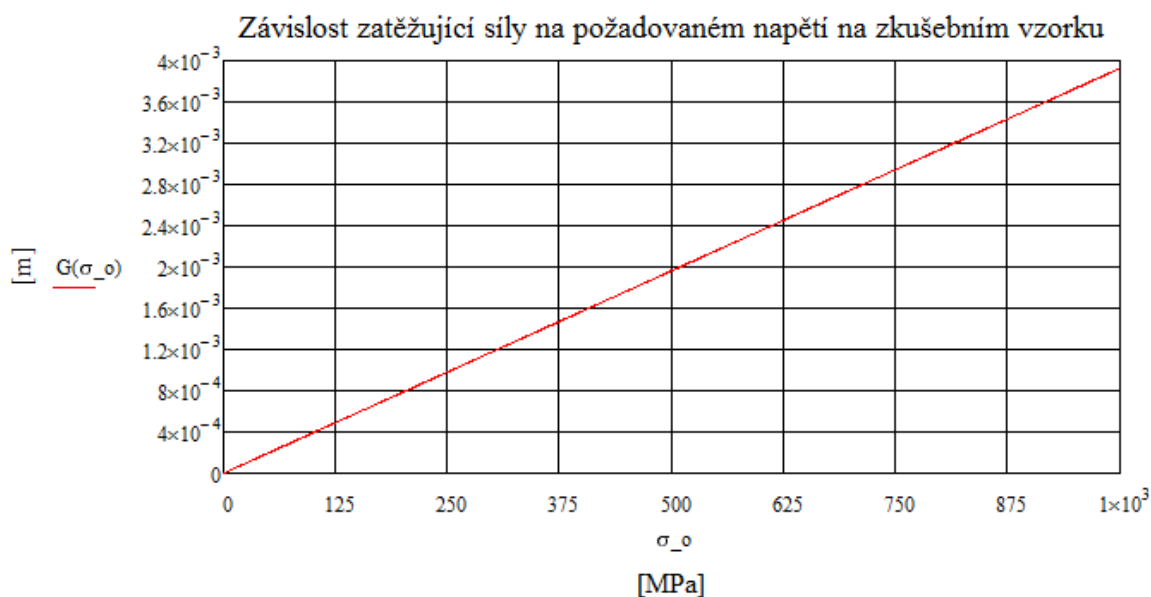
Obdobným postupem můžeme určit tíhovou sílu i pro další hodnoty napětí na zkušebním vzorku. Sloučením rovnic s předchozích kapitol dostaneme výsledný vzorec pro tuto sílu.

$$G = \frac{2 \cdot \pi \cdot d^3}{32 \cdot a} \sigma_o \quad \text{rov. 5.17}$$

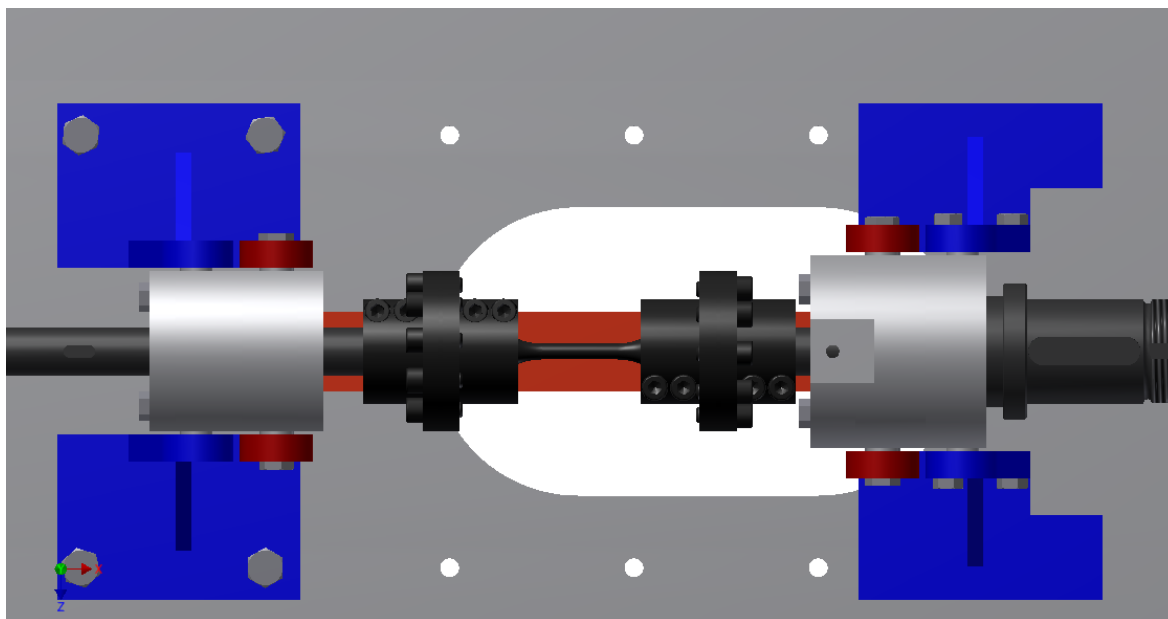
σ_o [MPa]	1000	850	700	550	400	250	100
G [N]	3927	3338	2749	2160	1571	982	393
m [kg]	400,4	340	280,3	220,2	160,2	100,1	40

Tab. 3 - Hodnota tíhové síly pro danou hodnotu ohybového napětí na vzorku

V dalších kapitolách bude kromě statické analýzy jednotlivých částí mechanismu určena i jejich hmotnost s ohledem na použití různých materiálů vhodných pro výrobu těchto částí. Výsledná hmotnost břemene bude muset být snížena o hmotnost těchto částí. Jak bude možno vidět při výpočtu těchto hmotností, nebude při absolutní většině měření nutné tuto hmotnost korigovat.



Obr. 21 – Vztah mezi ohybovým napětím a zatěžovací silou.



Obr. 22 – Konstrukce vahadlového mech, pohled shora

Z Obr. 20 a Obr. 22 je zřejmé, že síla vyvolaná břemenem o hmotnosti m bude rozložena na čtyři ramena. Pokud budeme předpokládat přesné rozměry a montáž mechanismu, bude síla na každé břemeno rovna hodnotě $\frac{1}{4}G = \frac{1}{2}F$. Takže pro maximální požadované zatížení bude tato hodnota rovna.

$$F_1 = \frac{G}{4} = \frac{3927}{4} = 981,7 \text{ N} \quad \text{rov. 5.18}$$

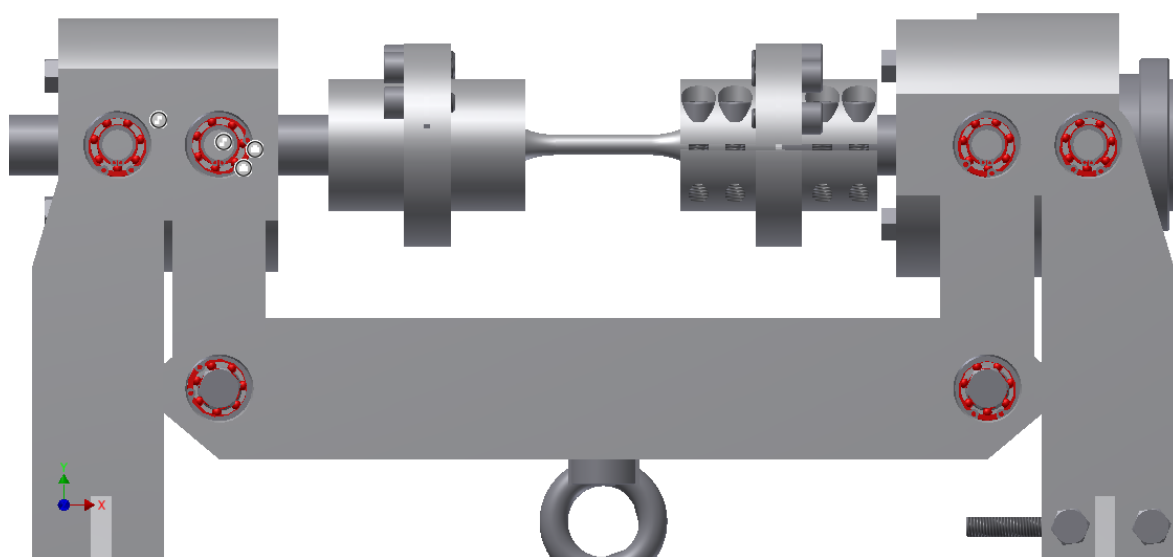
Pro tuto hodnotu bude provedena pevnostní analýza jednotlivých částí vahadlového mechanismu a volba vhodných ložisek.

Další významnou částí, která je nezbytná pro zavedení ohybového momentu, jsou dva ložiskové domky, které budou zajišťovat dostatečnou tuhost mechanismu při deformaci a zároveň umožňovat otáčení hřídelí. Tyto domky budou popsány v samostatné kapitole 5.4.

5.2.1 Volba ložisek pro přenos síly vahadlového mechanismu

Celý vahadlový mechanismus obsahuje 12 ložisek (viz Obr. 23), které zajišťují pohyblivost celého mechanismu při deformaci zkušební vzorku a tím minimální deformaci částí zkušební stroje vlivem tření v jednotlivých kloubech. Ze základní podstaty návrhu při přesných rozměrech a montáži budou všechna ložiska namáhána stejnou silou $F_1 = 981,7 \text{ N}$. Ložiska zajišťují pouze naklápění celého mechanismu, a tím pádem bude stěžejní parametr při návrhu ložisek jejich statická únosnost ložisek C_{0r} . Díky této vlastnosti je možné použít všechny ložiska stejná, a tím ušetřit náklady při montáži, nákupu a budoucí údržbě.

Další podstatnou vlastností je snadné vložení a vyjmutí vzorku pomocí pojezdu v kombinaci s pohyblivostí daného mechanismu.



Obr. 23 - Umístění ložisek vahadla

Jako ložisko s vhodnou hodnotou statické únosnosti bylo zvoleno kuličkové ložisko 6002 dle normy ČSN 02 4630 vyráběné firmou ZKL.

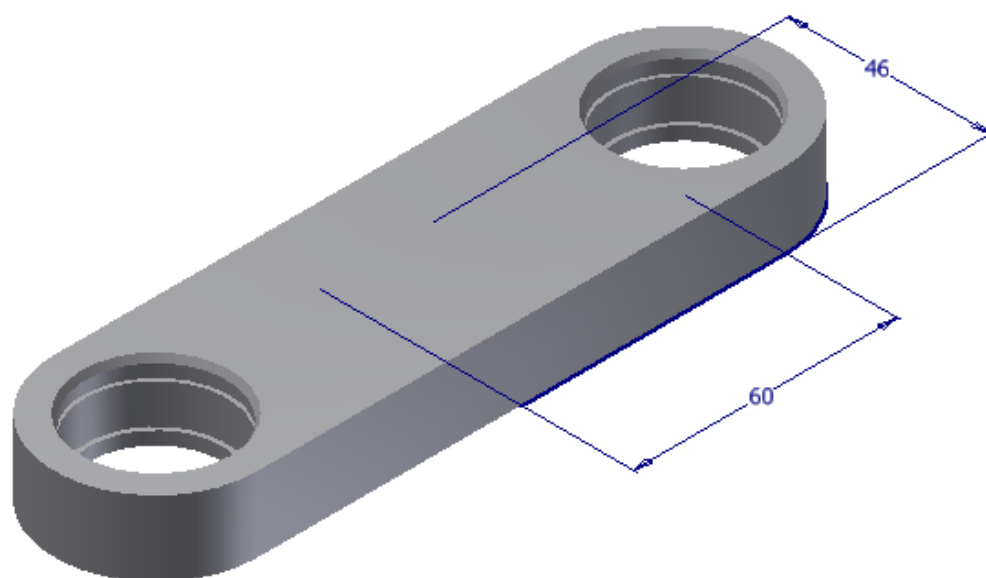
Ložisko	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C_{0r} [kN]	C_r [kN]	m [kg]
6002	15	32	9	2,8	5,2	0,03

Tab. 4 - Parametry ložiska 6002 ČSN 02 4630 [13]

Ložisko je nasunuto v ramenech vahadla v díře s osazením a jeho pozice je zajištěna pojistnými kroužky. Toto řešení bylo zvoleno, neboť ložisko nepřenáší axiální síly a tudíž je nutné jej zajistit pouze proti případnému vypadnutí z montážního otvoru.

Ložisko je navrženo tak, aby jeho bezpečnost byla dosti vysoká. V našem případě je bezpečnost ložiska $k = 2,85$. Díky této bezpečnosti můžeme předpokládat životnost daných ložisek byla dostatečně dlouhá, aby nevznikla nutnost tyto ložiska v budoucnu vyměnit.

5.2.2 Pevnostní výpočet táhla

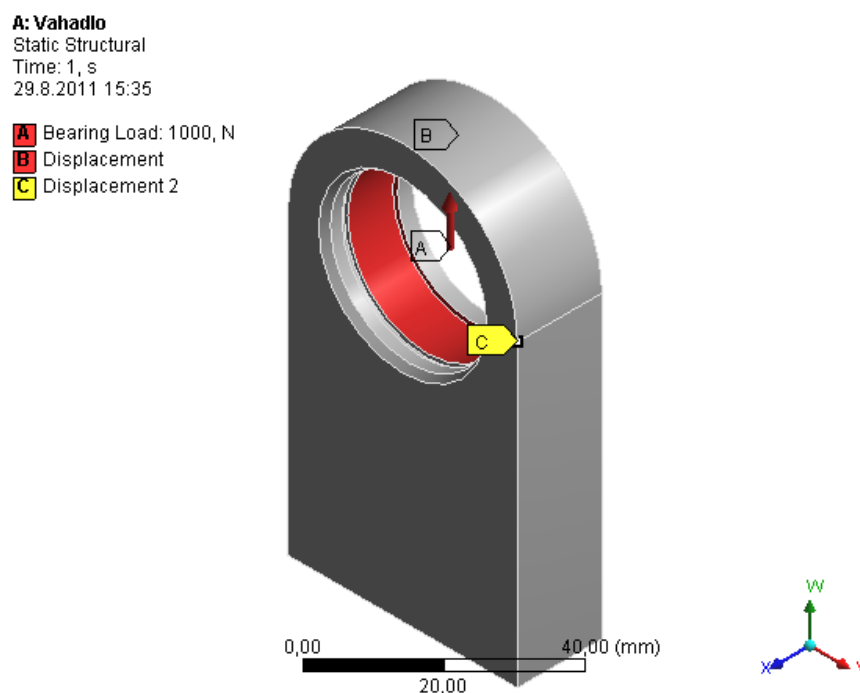


Obr. 24 - Táhlo vahadlového mechanismu

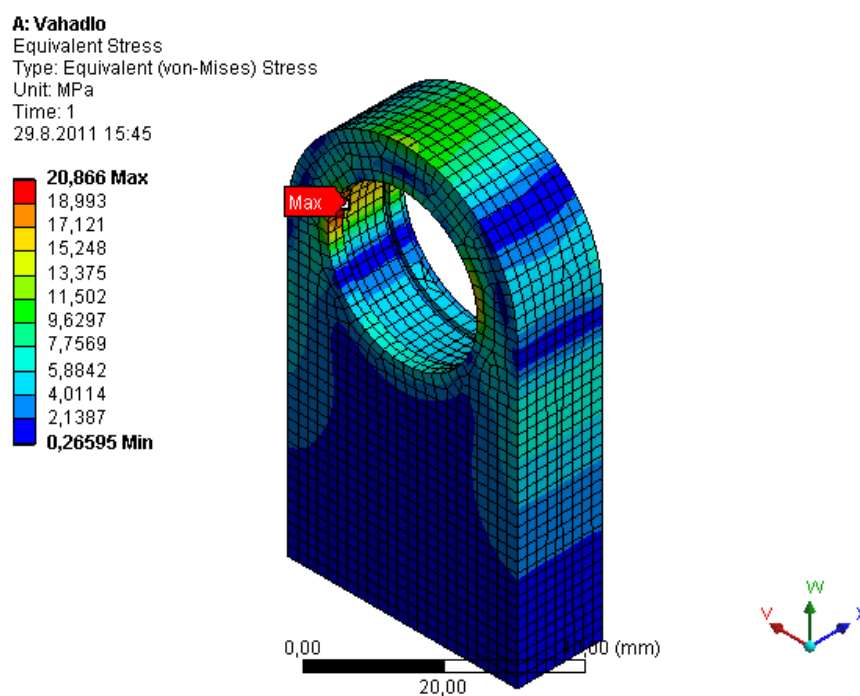
Táhlo bude namáhané tahovou silou o velikosti $F_1 = 981,7 \text{ N}$. Materiál, ze kterého bude táhlo vyrobeno, je primárně zvolen jako ocel. Tento materiál lze v budoucnu změnit na materiál s nižší hustotou a tím omezit vliv hmotnosti jednotlivých částí na chod stroje. Jako další vhodné materiály by se daly využít například slitiny hliníku nebo polyetylen. viz Tab. 6

Model součásti (Obr. 24) byl vytvořen v programu Autodesk Inventor Profesional 2012 – studentské verzi a poté byl přenesen do programu ANSYS. Model byl rozdělen v ose symetrie. Okrajová podmínka pro působící sílu byla zavedena jako ložiskové uložení,

které realizuje tahovou sílu. Uložení poté realizovala symetrická vazba automaticky zavedena programem a pro zachycení zbylých posunů byly zavedeny další dvě okrajové podmínky, a to na osazení v díře a v jednom bodě tělesa (viz Obr. 25)



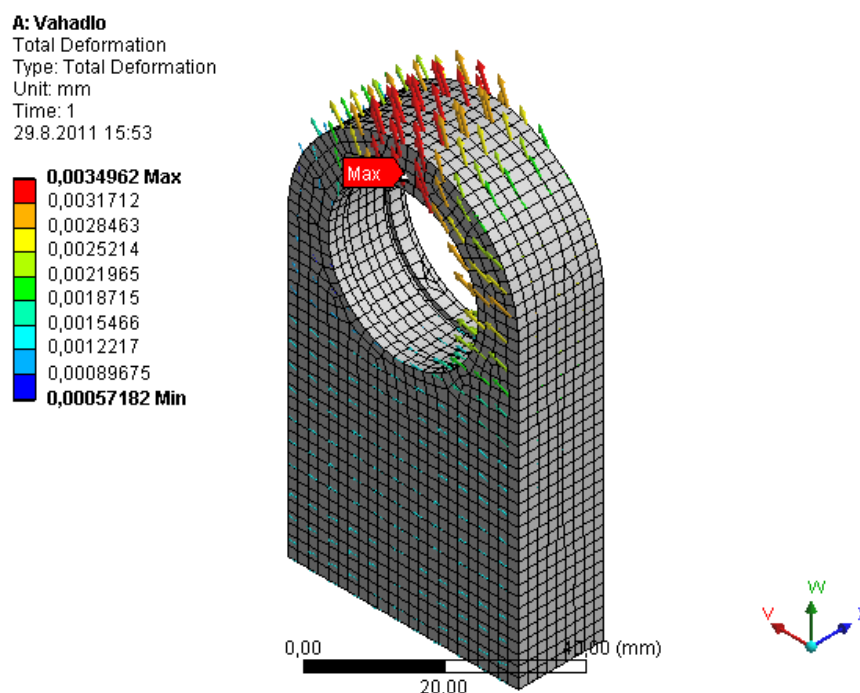
Obr. 25 - Okrajové podmínky pro táhlo



Obr. 26 - Průběh ekvivalentního napětí (HMH) na táhlu

Síť byla vytvořena automaticky se zadáním základních parametrů pro volbu elementu a velikost hrany prvku. Element byl zvolen primárně jako osmistěn a velikost hrany byla nastavena na 2mm. Se zadaných parametrů byla vygenerována síť obsahující 33 793 uzlů.

Průběh napětí dle HMM lze pozorovat na Obr. 26. Jak lze vidět maximální napětí odpovídá hodnotě 21MPa, což je dostatečná bezpečnost i pro velmi lehké materiály jako např. polyetylen, jehož mez kluzu je 36MPa [16].



Obr. 27 - Posunutí jednotlivých bodů při zatížení táhla

Pro návrh táhla byl proveden výpočet maximálního posunutí (Obr. 27), deformace a celkové hmotnosti součásti pro jednotlivé možné materiály. Problematika volby materiálu spočívá v tom, že pro ocel bude výroba dané součásti nejlevnější, ale bude docházet k největšímu ovlivnění chodu stroje vlivem vibrací a nepřesností montáže. U polyetylenu bude hmotnost a tím i vlivy na stroj nejmenší, bude ovšem výrazně navýšena cena výroby dané součásti.

Materiál	m [kg]	u [mm]	ε_{def} [mm/mm]
Ocel	0,745	0,003	$1 \cdot 10^{-4}$
Hliník	0,263	0,01	$3 \cdot 10^{-4}$
Polyetylen	0,09	0,6	0,02

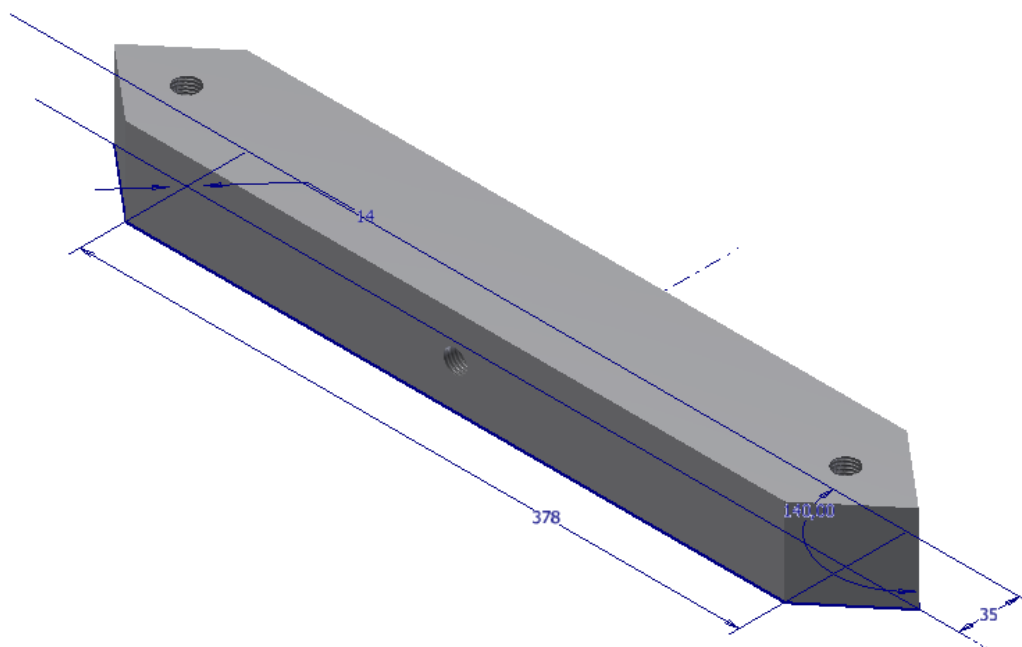
Tab. 5 – Srovnání materiálu pro táhlo

Mechanické vlastnosti použitých materiálů.

Materiál	$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	$E [Pa]$	$\mu [-]$
Ocel	7800	$2 \cdot 10^{11}$	0,3
Hliník	2770	$7 \cdot 10^{10}$	0,33
Polyetylen	950	$1,1 \cdot 10^9$	0,45

Tab. 6- Mechanické vlastnosti vhodných materiálů

5.2.3 Pevnostní výpočet příčného vahadla



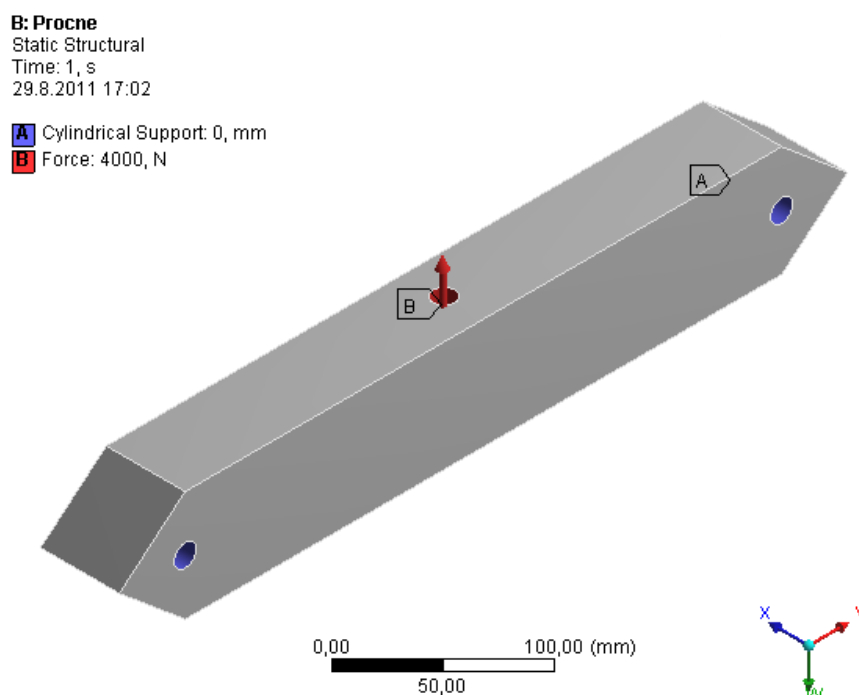
Obr. 28 - Příčné vahadlo vahadlového mechanismu

Model Obr. 28 byl opět vytvořen v programu Autodesk Inventor Profesional 2012 a samotný výpočet byl proveden taktéž pomocí programu ANSYS 12.1.

Příčné vahadlo zajišťuje, aby síla působila vždy v kolmém směru. Toto vahadlo je tvořeno tělem se třemi otvory. Do středního otvoru se zašroubuje šroub s okem, na který se zavěsí snímač síly se závažím a zbylé dvě díry jsou určeny k spojení příčného vahadla s táhly. Toto spojení je realizováno pomocí hřídelů a ložisek. (viz kapitola 5.2)

Daná součást bude zatížena ohybovým momentem vzniklým vlivem působení síly $G = 3927\text{N}$, která bude působit ve středu tohoto tělesa. Těleso je podepřeno pomocí šroubů v okrajových bodech. Této úvaze poté odpovídají i okrajové podmínky (Obr. 29). Tíhová síla břemene je zavedena jako síla působící na vnitřní plochu díry určené pro šroub. Uložení je poté realizováno pomocí cylindrických podpěr, kterým je ponechán jeden stupeň volnosti a to v radiální směru. To zajišťuje, že v daném místě dojde k natočení uzlů a nebude vznikat přídavné napětí, které se v reálu v daném místě nevyskytuje.

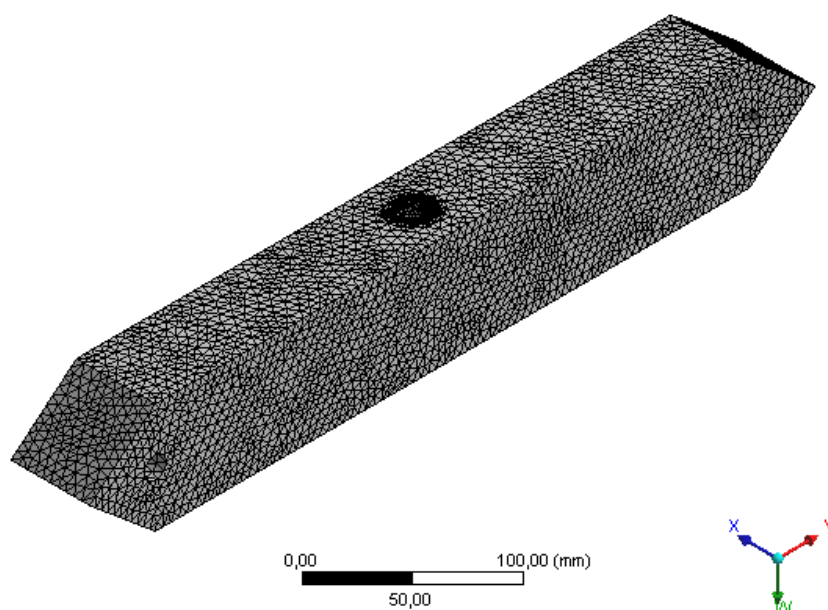
Opět bylo uvažováno o použití všech tří materiálů jako v případě 5.2.2 s obdobnými materiálovými vlastnostmi. Tab. 6



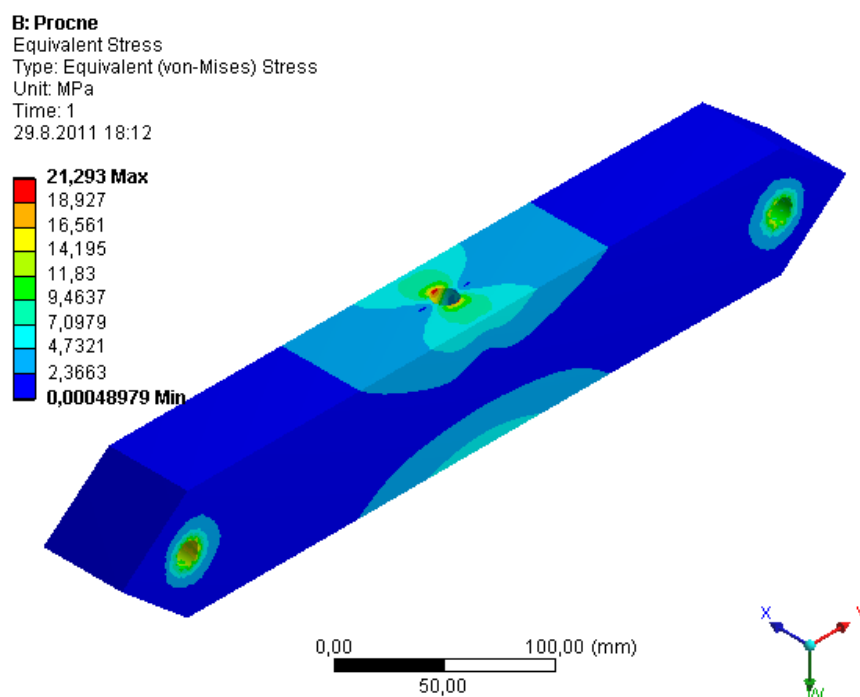
Obr. 29 - Okrajové podmínky pro příčné vahadlo

Síť byla generována obdobně jako v předchozím případě automaticky. Jako parametry, opět nastaven osmistěnný element a velikost jeho hrany. V tomto případě bylo ovšem provedeno zhuštění elementů v okolí otvoru pro šroub s okem a tím byla ztracena

rovnoměrnost sítě a elementy byly změněny na šestistěny. Počet uzlů je v tomto případě roven 148 587.



Obr. 30 - Sít' příčného vahadla použitá k statické analýze



Obr. 31 - Průběh ekvivalentního napětí (HMH) na příčném vahadle

Napětí, které vzniká v důsledku ohybu (viz Obr. 31), odpovídá teoretickému předpokladu. Maximální napětí je v okolí vrtaného otvoru, kde se projevuje vliv koncentrace napětí. Maximální napětí je obdobně jako v předchozím případě rovno hodnotě 21MPa.

Opět bylo provedeno porovnání pro různé typy materiálů pro snížení hmotnosti celého mechanismu.

Materiál	m [kg]	u [mm]	$\varepsilon_{def}[-]$
Ocel	11,4	0,01	$1 \cdot 10^{-4}$
Hliník	4	0,03	$3 \cdot 10^{-4}$
Polyetylen	1,3	1,9	0,02

V případě použití polyetylenového dílu bude potřeba vyřešit připevnění šroubu s okem, které je v dílu zašroubováno pomocí závitu. Tento problém by se dal vyřešit pomocí speciální vložky nebo nástavce, který by se k součásti připevnil. To je způsobeno nevhodnými materiálovými vlastnostmi pro závit v polyetylenovém materiálu.

Jak lze vidět z analýzy jednotlivých částí vahadlového mechanismu, jsou hmotnosti jednotlivých částí oproti hmotnosti požadovaného závaží minimální, a tím pádem je možné je zanedbat nebo velmi snadno vykompenzovat. V případě, že by došlo k požadavku na minimalizaci těchto vlivů, lze využít lehčí materiály, jak bylo v této kapitole ukázáno.

5.2.4 Spojovací části vahadlového mechanismu

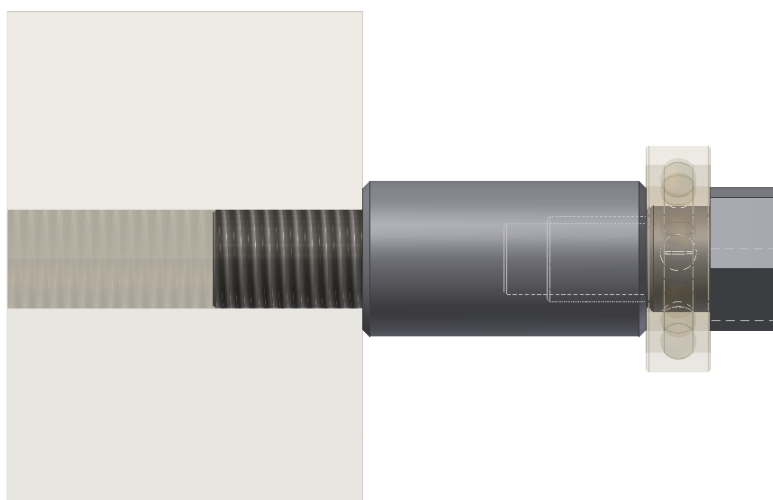
Spojovací mechanismus je dále kromě předchozích částí sestaven z dalších částí. Mezi ně patří tyto.

- Šroub s okem pro uchycení závaží.
- Speciální dvojice šroubů sloužících k propojení táhla a příčného vahadla.



Obr. 32 – Šroub s okem D580 C15-M16

Šroub s okem sloužící k zavěšení břemene je možné vidět na Obr. 32. Tento šroub je běžně k dostání a je normalizovaný německou normou DIN 580. V dané variantě s metrickým závitem M16 je jeho dovolená nosnost určena normou na hodnotu 700kg. Tato nosnost je s ohledem na použití dostatečná.



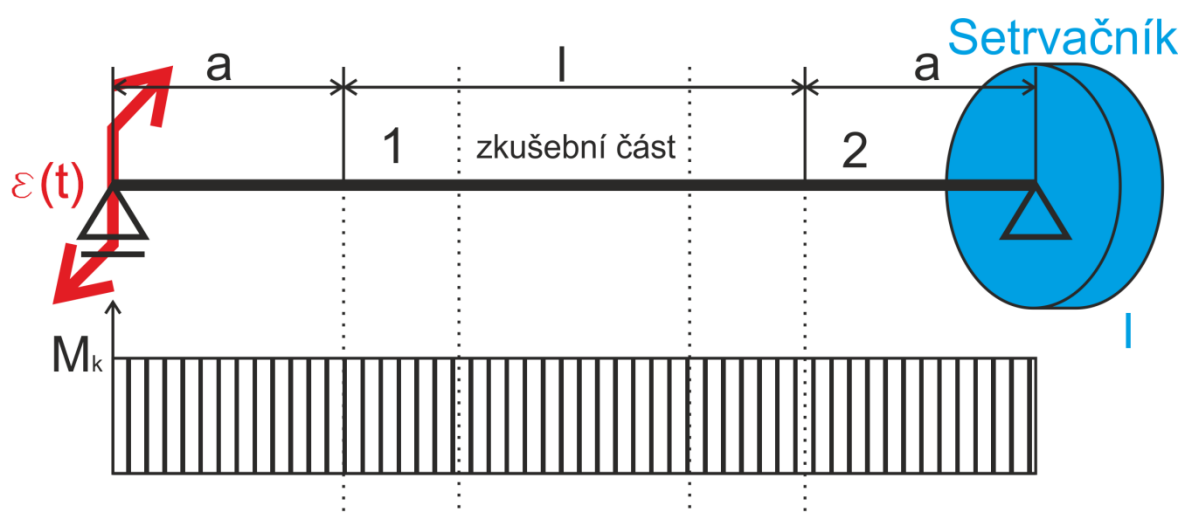
Obr. 33 - Speciální dvojice šroubů

Dvojice šroubů sloužících ke spojení táhel a příčného vahadla je znázorněna na Obr. 33, celkem je použita čtveřice těchto šroubů. Pevnostní výpočet byl proveden pomocí integrovaného nástroje programu Autodesk Inventor 2012.

	$m [kg]$
Šroub s okem	0,292
Dvojice šroubů (delší)	0,181
Dvojice šroubů (kratší)	0,149

5.3 Zatížení krouticím momentem

Zatížení krouticím momentem je realizováno pomocí setrvačníku, a to především pomocí jeho momentu setrvačnosti. Krouticí moment vzniká při kmitavém pohybu který je realizován pomocí čtyř-kloubového mechanismu, který dodává časově proměnné zrychlení a setrvačnick vlivem své hmotnosti a rozměrů a tím pádem působí na celý mechanismus jako generátor krouticího momentu, který je opačně orientovaný k zrychlení vykonávaného hnacím ústrojím. Podrobný rozbor hnacího ústrojí byl proveden v kapitole 4.



Obr. 34 - Způsob zatížení krouticím momentem

Krouticí moment byl určen již dříve v rov. 3.7 a pomocí rov. 4.13 jsme schopni zjednodušeně určit požadovanou velikost momentu setrvačnosti setrvačníku.

$$M_k = I \cdot \varepsilon \quad \text{rov. 5.19}$$

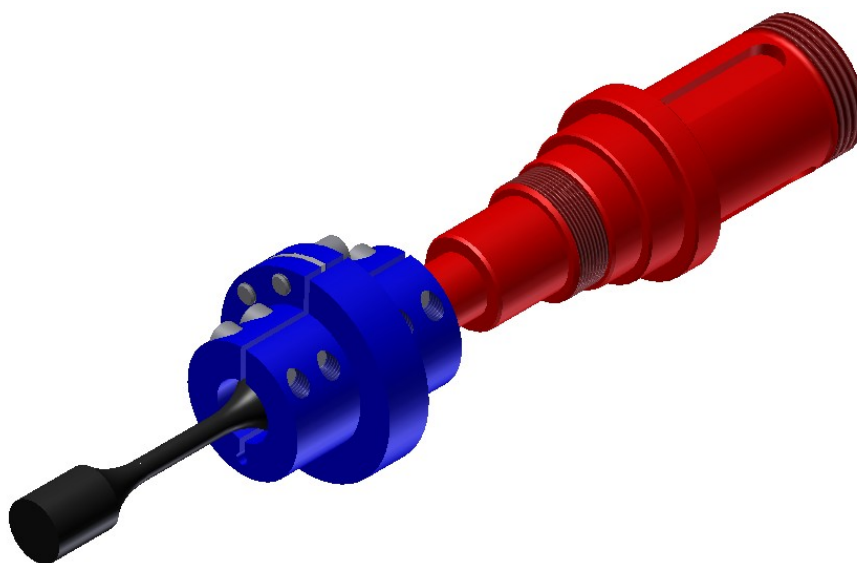
Kde M_k a $\varepsilon = \varepsilon_a$ jsou známy. Maximální hodnota úhlového zrychlení může nabývat dvou hodnot dle nastavených motoru. Z hlediska minimalizace vlivu momentu setrvačnosti hřídelů a minimalizace sil vzniklých v důsledku nedokonalého vyvážení setrvačníku a jednotlivých částí hřídele budeme předpokládat použití nižších otáček motoru při provádění zkoušky. $\varepsilon = 3288 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$. Tato hodnota je maximální hodnotou při dané konfiguraci motoru. Otáčky lze v průběhu regulovat pomocí frekvenčního měniče.

$$I = \frac{M_k}{\varepsilon} = \frac{98,175}{3288} = \underline{0,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad \text{rov. 5.20}$$

Pro náš případ bude použit již existující universální setrvačnick, který je již součástí stávající sestavy. Daný setrvačnick se skládá s nosiče setrvačnicku a z půl-kotoučů.

Bohužel zde vzniknou přídatné momenty setrvačnosti všech částí, které jsou řazeny za zkušebním vzorkem. tj. hřídel, spojka, setrvačnick. Výsledný moment setrvačnosti těchto součástí musí být roven požadované hodnotě momentu setrvačnosti I .

5.3.1 Výpočet přídatného momentu setrvačnosti

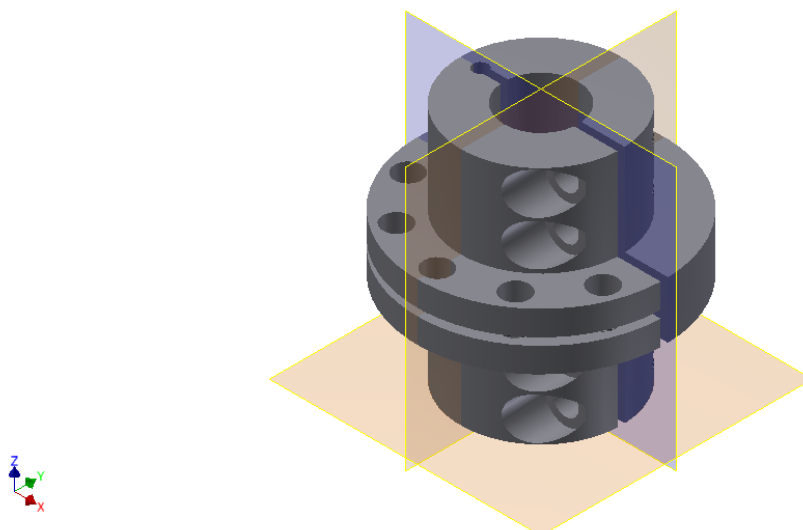


Obr. 35 - Součásti tvořící přídatný moment setrvačnosti

Na Obr. 35 je možné vidět součásti, které vytváří nežádoucí moment setrvačnosti na zkušební vzorek (černá). Součásti, které budou vytvářet hlavní nežádoucí moment setrvačnosti, bude spojka (modrá) a hřídel (červená).

Kromě určení požadované hmotnosti pro setrvačnick, je tento krok nezbytný ke kalibraci snímače krouticího momentu, který bude umístěn na hřídeli (červeně). Tímto krokem se přesněji zabývá kapitola 6.2.

Moment setrvačnosti a hmotnost spojky byl určen pomocí programu Autodesk Inventor 2012.



Obr. 36 - Model spojky

Materiál	I_{zz_spojky}	m_{spojky}
Ocel	$2,32 \cdot 10^{-3} kg\ m^2$	$2,41\ kg$

Tab. 7 - Fyzikální vlastnosti spojky

Momenty setrvačnosti a hmotnost šroubů a vložky budou zanedbatelné ve srovnání s momentem setrvačnosti a celá spojka. Šrouby a vložka jsou navíc navrženy tak aby spojku vyvažovaly (eliminovaly deviační momenty).

Další problematickou částí vytvářející „nežádoucí“ krouticí moment je hřídel Obr. 35 – červená. Toto opět vzniká v důsledku nenulového momentu setrvačnosti této součásti.



Obr. 37 – Model hřídele setrvačníku

Opět byla provedena analýza fyzikálních vlastností pomocí programu Autodesk Inventor 2012.

Materiál	$I_{zz_hřidele}$	$m_{hřidele}$
Ocel	$2,59 \cdot 10^{-3} kg\ m^2$	$5,24\ kg$

Tab. 8 - Fyzikální vlastnosti hřídele setrvačníku

Další součásti umístěné na hřídeli (podložky, matice, pojistná péra) mají, vlivem velmi nízké hmotnosti a svých rozměrů, minimální vliv na výsledný moment setrvačnosti. Proto je možné tyto momenty setrvačnosti zanedbat.

Výsledný nežádoucí moment setrvačnosti, který bude působit na vzorek, lze vypočítat jako součet jednotlivých nežádoucích momentů.

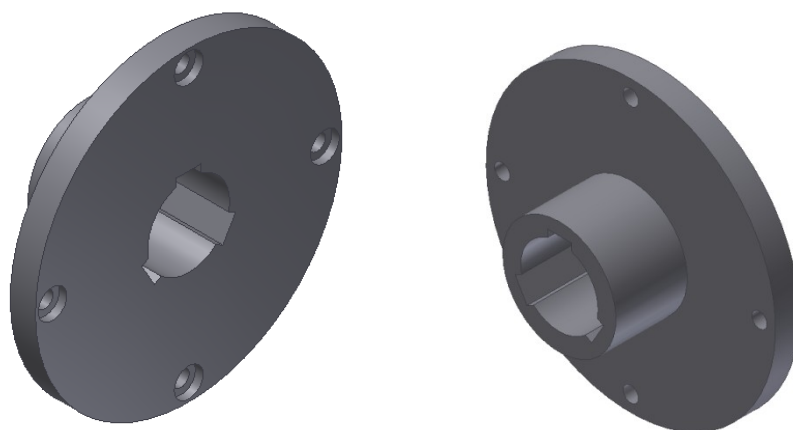
$$I_e = I_{zz_spojky} + I_{zz_hřidele} = 2,32 \cdot 10^{-3} + 2,59 \cdot 10^{-3} = 4,91 \cdot 10^{-3} kg\ m^2 \quad \text{rov. 5.21}$$

Nyní lze provést výsledný dopočet potřebného momentu setrvačnosti pro maximální otáčky s uvažováním parazitních momentů setrvačnosti.

$$I_r = I - I_e = 0,03 - 0,00491 = 0,025 kg\ m^2 \quad \text{rov. 5.22}$$

5.3.2 Setrvačník

Setrvačník bude použit stejný jako u stávající konfigurace zkušebního stroje. Stávající setrvačník (viz Obr. 41) se skládá ze základního tělesa (nosič setrvačníku, viz Obr. 38), které je nasunuté na hřídeli a z půl-disků (viz Obr. 39), které se na toto těleso nasouvají a zajistí šrouby a podložkami. V předchozí kapitole byly dopočtena potřebná hodnota momentu setrvačnosti setrvačníku. Za požadavku dodržení daného momentu setrvačnosti je nezbytné tuto hodnotu přesně dodržet, nebo provést úpravy proměnných.



Obr. 38 - Nosič setrvačníku

Na Obr. 38 je znázorněn nosič setrvačníku, který je vyroben z oceli. V programu Autodesk Inventor byl proveden výpočet momentu setrvačnosti této součásti.

$$I_{nosic} = 0,0546 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{rov. 5.23}$$

Jak lze vidět, tak moment setrvačnosti nosiče setrvačníku je vyšší než je požadovaný moment setrvačnosti celého setrvačníku. Toto zjištění znamená, že daný setrvačnick není vhodný pro použití při maximálních otáčkách. Existují dvě možná řešení pro tohoto problému.

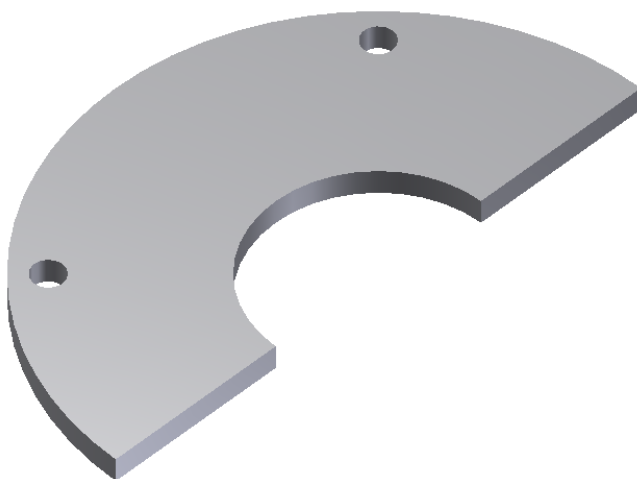
První z řešení je návrh nového setrvačníku s nižším momentem setrvačnosti, to ovšem znamená prodražení výrobního procesu stroje, neboť je nutné tento nový setrvačnick vyrobit a současný setrvačnick není možné použít. Jak je patrné z předchozích výpočtů, při požadavku na použití maximálních otáček zde vzniká velké ovlivnění momenty setrvačnosti jednotlivých částí mechanismu.

Vhodnější řešení bude použití frekvenčního měniče ke snížení otáček motoru a tím pádem i ke snížení vzniklého úhlového zrychlení. Při znalosti nových otáček motoru je možné toto zrychlení jednoduše numericky dopočíst z rov. 4.7, rov. 4.10 a rov. 4.12. K danému výpočtu je možné použít matematický program. Příklad řešení je možné vidět v příloze I, která obsahuje výpočtový list pro maximální otáčky.

Nosič setrvačníku je navržen tak, aby na něj bylo možné umístit šest párů půl-kotoučů, které budou vytvářet požadovaný moment setrvačnosti. Nyní je nutné zvolit v jaké konfiguraci bude uvažován setrvačník (kolik půl-kotoučů bude použito ve výchozím stavu). Jako rozumnou variantu bylo zvoleno $\frac{2}{6}$ osazení setrvačníku, čímž bude ponechána dostatečná flexibilita pro budoucí úpravu momentu setrvačnosti, a zároveň bude snížen vliv vlastní tíhy setrvačníku na zkušební stroj.

Setrvačník je možné označit za relativně velkou a těžkou součást celého mechanismu, a tím pádem je nutné eliminovat vliv vlastní tíhy. Setrvačník v dané konfiguraci bude mít vlastní hmotnost rovnou $m_s = 14,19kg$. Tato hmotnost při daném konceptu vnese do systému přídavnou sílu, která bude generovat přídavný ohybový moment na jedné straně vzorku a tím pádem dojde k ztrátě prostého ohybu na zkušebním vzorku, což bude mít, značný vliv na průběh zkoušky a to převážně při zatížení malými ohybovými momenty.

Jak je tedy zřejmé, bude nutné provést kompenzaci sil vyvolaných hmotností setrvačníku. Tato kompenzace byla provedena při návrhu ložiskového domku 2 (viz kapitola 5.4.2), kdy byl domek navržen tak, aby vyvažoval hmotnost hřídele, ale hlavní část vyvážení je přídavné zařízení, které se připojí na ložiskový domek a bude sloužit jako závaží. Toto zatížení bude taktéž popsáno v kapitole 5.4.2.



Obr. 39 - Půl-kotouč

Na Obr. 39 je znázorněn půl-kotouč. Tyto půl-kotouče se montují na nosič setrvačníku a slouží jako hlavní část setrvačníku, vytváří moment setrvačnosti a tím i krouticí moment.

Z důvodu vyvážení se tyto kotouče montují vždy v páru. Moment setrvačnosti jednoho tohoto půl-kotouče v ose rotace na hřídeli je rovna.

$$I_{\frac{1}{2}kotouc} = 0,0129 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{rov. 5.24}$$

V naší konfiguraci budou použity čtyři tyto půl-kotouče. Nyní již můžeme vypočítat celkový moment setrvačnosti všech součástí, které budou vytvářet krouticí moment na zkušebním vzorku.

$$I_{celkové} = \sum I \quad \text{rov. 5.25}$$

$$I_{celkové} = 4 \cdot I_{\frac{1}{2}kotouc} + I_{nosic} + I_{zz_spojky} + I_{zz_hřidele} \quad \text{rov. 5.26}$$

$$I_{celkové} = 4 \cdot 0,0129 + 0,0546 + 0,00232 + 0,00259 \quad \text{rov. 5.27}$$

$$I_{celkové} = 0,111 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{rov. 5.28}$$

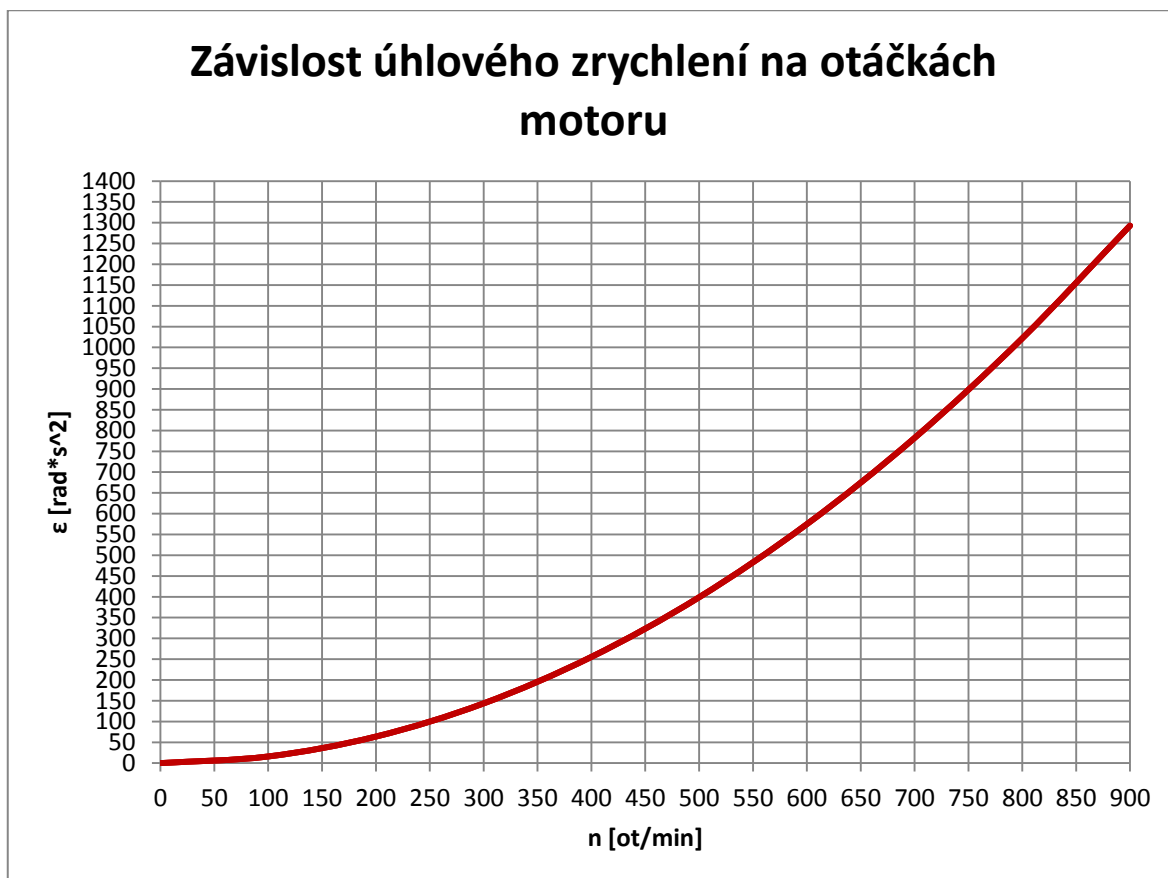
Díky této hodnotě jsme schopni dopočítat požadovanou hodnotu úhlového zrychlení z II. Newtonova zákona a pomocí inverzního postupu požadované otáčky motoru.

$$\varepsilon = \frac{M_k}{I_{celkové}} = \frac{98,175}{0,111} = 884,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \text{rov. 5.29}$$

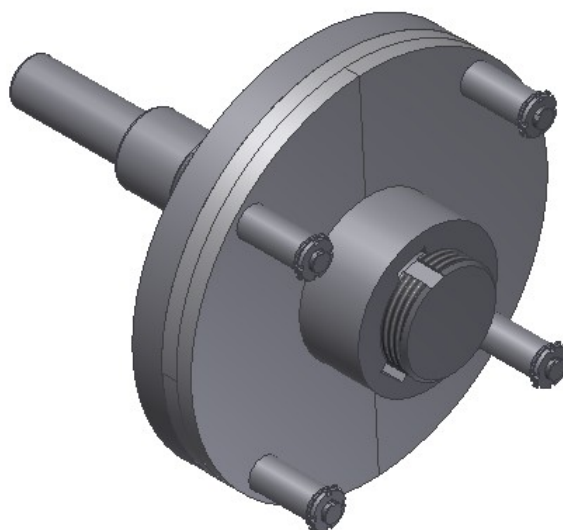
Pomocí numerického řešení v programu MathCAD byly nalezeny požadované otáčky motoru pro zrychlení ε .

$$n = 744,3 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad \text{rov. 5.30}$$

Předpokládá se možnost nastavení krouticího momentu a z tohoto důvodu bude nutné do soustavy vložit snímač otáček. Průběh závislosti maximálního úhlového zrychlení na otáčkách byl zakreslen na Obr. 40.



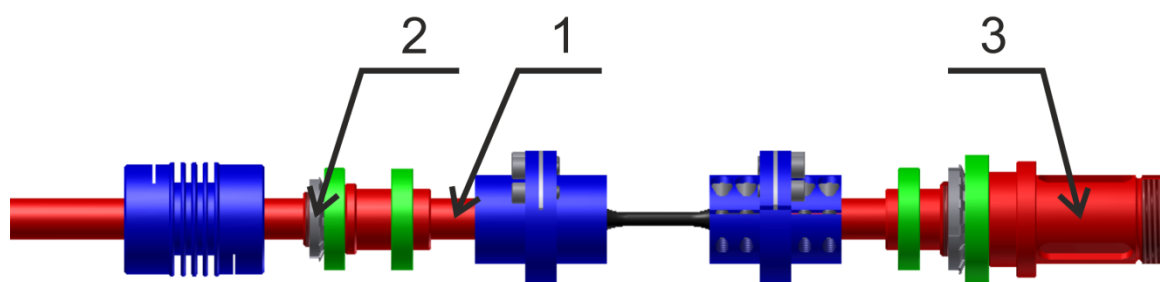
Obr. 40 - Graf závislosti úhlového zrychlení na otáčkách motoru



Obr. 41- Složený setrvačnick nasunutý na hřídeli

5.3.3 Pevnostní výpočet jednotlivých částí

Místo s maximální hodnotou krouticího momentu se nachází na zkušební vzorku. Zkušební vzorek však není nutné analyzovat, neboť se jedná o součást, která bude úmyslně ničena. Dalšími kritickými místy (viz Obr. 42) jsou místa s nejmenším průměrem (1) a místa kde se nachází koncentrátory napětí (2) a (3).



Obr. 42 - Kritická místa na hřídeli

Krouticí moment působící v místě 1 je složen z momentů od dvou spojek, druhé hřídele a setrvačnicku, to samé platí i pro místo dvě.

$$I_{1-2} = I_{celkové} + I_{zz_spojky} = 0,113 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{rov. 5.31}$$

$$M_k = I \cdot \varepsilon = 0,113 \cdot 884,5 \cong 100 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.32}$$

Tuto hodnotu maximálního krouticího momentu použijeme i pro místo 3 čímž docílíme pouze vyšší bezpečnosti. Hodnota přírůstku krouticího momentu od zkušební vzorku a od části první hřídele je možné zanedbat.

Místo jedna je zatížené jak na krut tak na ohyb, což z něj dělá obzvláště problematické místo, avšak výpočet napětí v tomto místě lze provést pomocí následujícího vzorce.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \quad \text{rov. 5.33}$$

Pro zadané místo je průměr hřídele roven hodnotě $d = 30 \text{ mm}$ a ohybový moment je prostý a jeho hodnota je $M_o = 98,175 \text{ N} \cdot \text{m}$.

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 98,175}{\pi \cdot 0,03^3} \quad \text{rov. 5.34}$$

$$\sigma_o = 37 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.35}$$

Nyní je třeba vypočíst napětí vzniklé krouticím momentem.

$$\sigma_\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \quad \text{rov. 5.36}$$

Průměr hřídele je opět shodný a krouticí moment $M_k = 100 \text{ N} \cdot \text{m}$.

$$\sigma_\tau = \frac{16 \cdot 100}{\pi \cdot 0,03^3} \quad \text{rov. 5.37}$$

$$\sigma_\tau = 18,9 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.38}$$

Nyní je nutné použít některou z hypotéz pevnosti pro výpočet výsledného (redukovaného) napětí. V našem případě se jedná o houževnatý ocelový materiál zatížený v elastické oblasti. Tím pádem je použita HMM hypotéza pevnosti. Další možné hypotézy jsou dle Guesta nebo Beltramiho.

$$\sigma_{red}^{HMM} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \sigma_{tau}^2} = \sqrt{37^2 + 3 \cdot 18,9^2} \quad \text{rov. 5.39}$$

$$\sigma_{red}^{HMM} = 49,4 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.40}$$

Jelikož uvažovaný materiál je ocel, u níž je mez pružnosti většinou několikanásobně vyšší, nebude v daném místě vznikat problém. Hodnota napětí je navíc dostatečně nízká pro nekonečnou životnost i běžných ocelových materiálů. Mez únavy musí být vyšší než je σ_{red}^{HMM} .

Další kritická místa (2) a (3) budou namáhána převážně krouticím momentem. Zároveň tyto místa budou ovlivněna součinitelem koncentrace napětí vniklé (2) od závitů a (3) od drážek pro pero. Jelikož se jedná o dynamické zatěžování, bude nutné provést výpočet napětí i pro tyto části.

Pro místo (2) a (3) byly nalezeny teoretické součinitele koncentrace napětí [18].

Pro závit je teoretická hodnota součinitele koncentrace napětí $K_f = 2,2$. Tato hodnota je pro všechny metrické závity stejná a byla určena pomocí experimentu. Díky této hodnotě jsme schopni dopočítat maximální napětí nacházející se na závitu.

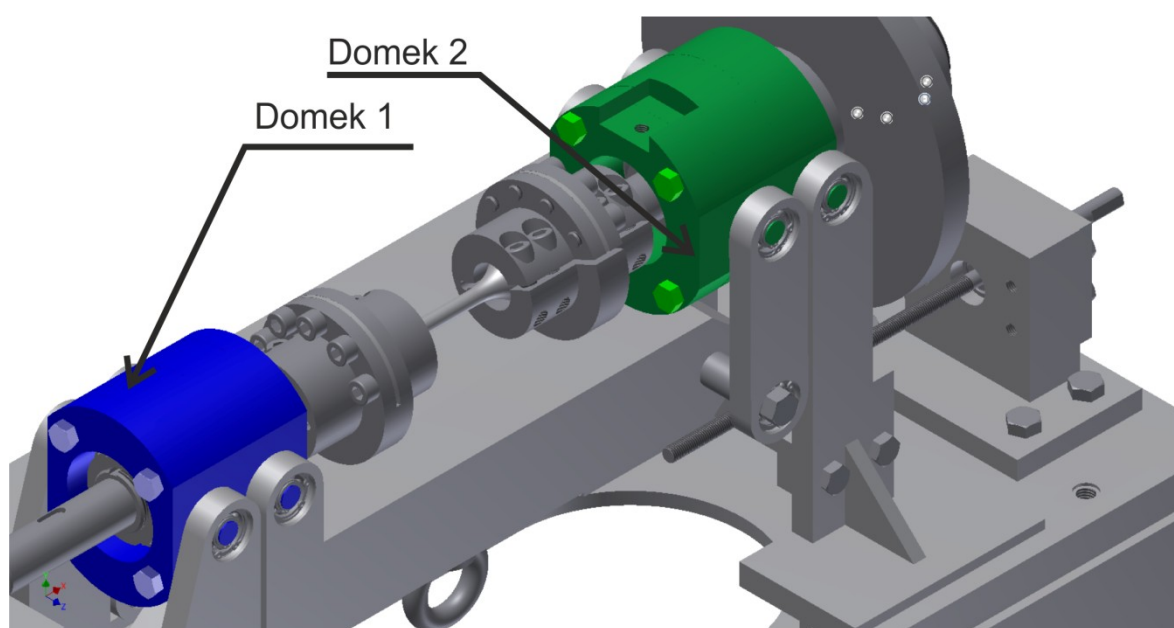
$$\sigma_{\tau,2} = K_f \cdot \frac{M_k}{W_k} = K_f \cdot \frac{M_k \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \quad \text{rov. 5.41}$$

$$\sigma_{\tau,2} = 2,2 \cdot \frac{16 \cdot 100}{\pi \cdot 0,04^3} = 17,5 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.42}$$

Obdobně bude proveden výpočet i pro místo (3). Opět byl nalezen součinitel koncentrace napětí v literatuře [18]. Součinitel koncentrace napětí je tentokrát roven hodnotě $K_f = 1,3$. Tato hodnota je velmi nízká a je zřejmé že napětí bude výrazně nižší než v ostatních případech. (způsobeny velkým průměrem hřídele a malým K_f).

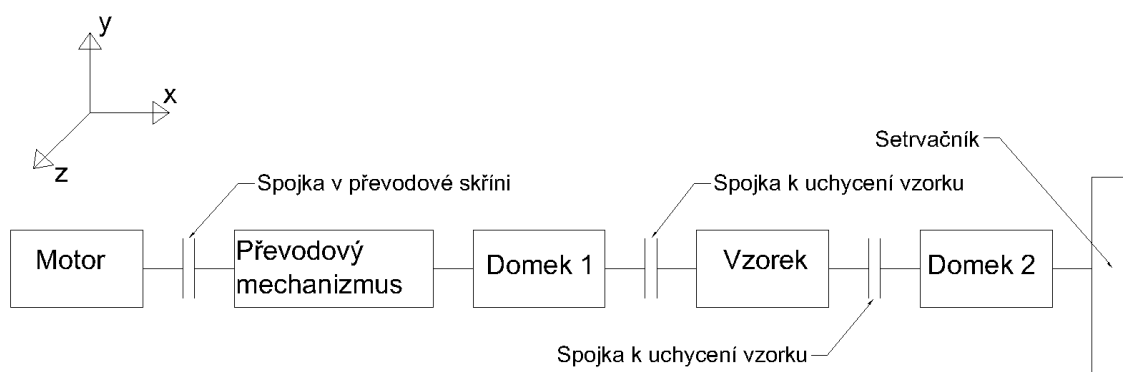
5.4 Ložiskové domky

Vnesení ohybového momentu na zkušební vzorek je realizováno pomocí dvou speciálních ložiskových domků, které realizují kloubové vazby, tak i místo pro vstup síly F do systému. Tyto domky zároveň slouží k zajištění maximální tuhosti zkušebního stroje tak, aby nedocházelo k deformaci hřídelů vlivem působení vnějších sil.



Obr. 43 - Ložiskové domky

Z Obr. 43 je patrné, že domky budou odlišné. Tyto rozdíly plynou z geometrických požadavků na jednotlivé hřídele procházející těmito domky. Hřídel procházející ložiskovým domkem 1 má jak vstupní tak výstupní konec o průměru $d = 30mm$, což odpovídá upínacím průměrům jednotlivých spojek viz Obr. 44.



Obr. 44 - Nové schéma zkušebního stroje (zjednodušené)

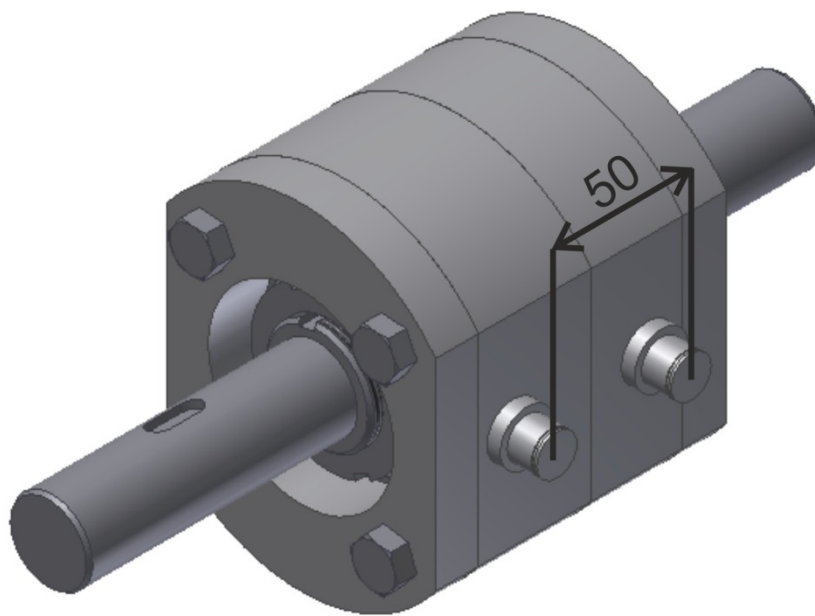
Ložiskový domek 2 naproti tomu musí být uzpůsoben hřídeli, jejíž první konec je upnut ve spojce stejně jako u první hřídele, ale druhý konec musí být uzpůsoben tomu, aby nesl setrvačnick a tím pádem musí být průměr výrazně vyšší, a to z důvodu sil působících na spojení (pomocí per) mezi touto hřídelí a setrvačnickem.

5.4.1 Ložiskový domek 1

Umístění domku v rámci celé soustavy lze vidět na Obr. 44. Tento domek bude pevný a s možností naklápění kolem osy z, aby bylo možno vnést na zkušební vzorek požadovaný ohybový moment v plné velikosti.

Na Obr. 45 je možné vidět izolovaný ložiskový domek i s vyznačeným rozměrem $a = 50mm$. Jak je vidět, je domek složen ze čtyř částí, které jsou vzájemně sešroubovány dohromady pomocí čtyř šroubů. Tělo ložiskového domku je vyroben z kruhového profilu. Toto tělo má po stranách vyfrézované plochy pro navaření částí určených k uchycení ložiskového domku ke podpěrám a k uchycení vahadlového mechanismu.

Pouzdro domku se skládá ze čtyř částí navržených tak, aby byla možná snadná montáž celého ložiskového domku. Vnitřní uspořádání prvního domku (viz Obr. 46) se skládá ze dvou kuličkových ložisek **6009** umístěných tak, aby jejich poloha odpovídala místu přichycení domku k rámu. Tyto ložiska jsou pevně přichycena k pouzdru a jedno z těchto ložisek je navíc pevně uchyceno k hřídeli pomocí nákrůžku a KMB spoje.



Obr. 45 – Ložiskový domek 1

Daná ložiska byla zvolena dle požadavků na hřídel a finančních nákladů na koupi těchto ložisek. Z důvodu, že se hřídel bude natáčet pouze o úhel $\pm 7,5^\circ$, a nebude vykonávat celý rotační pohyb, není nutné provádět dynamický výpočet ale pouze statickou kontrolu daných ložisek.

Ložisko	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C_r [kN]	C_o [kN]	kusů
6009	45	75	16	21,1	15,3	2x

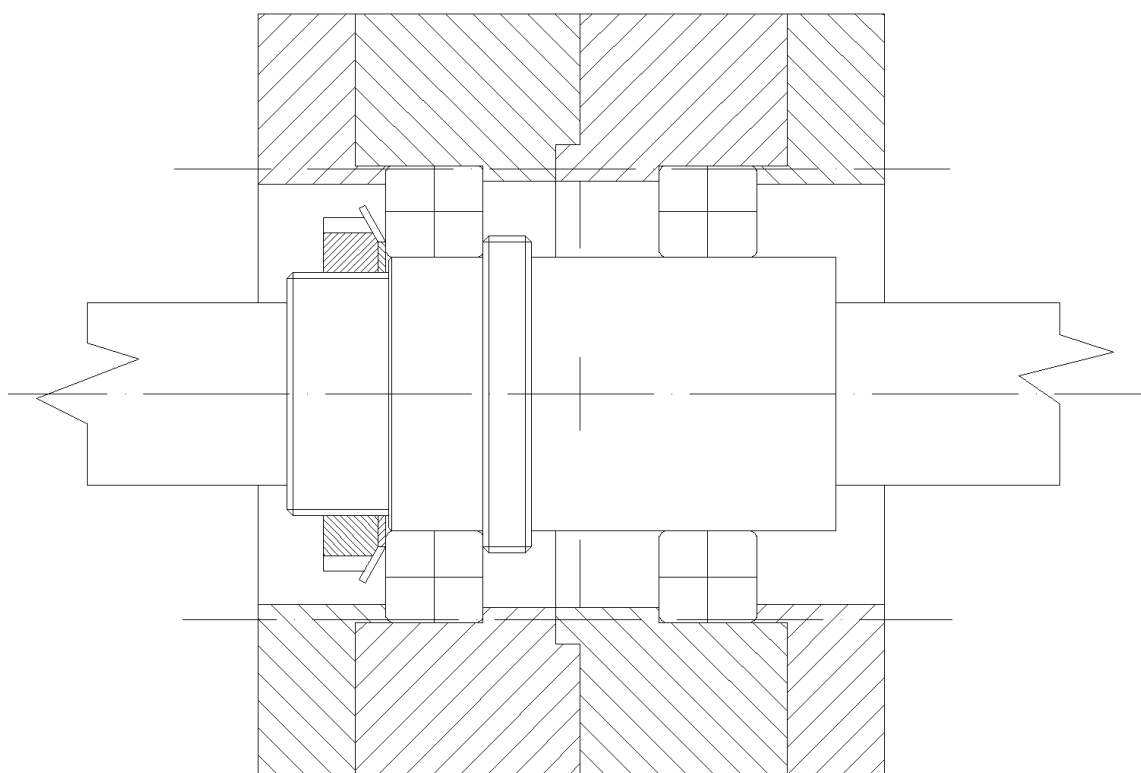
Tab. 9 - Parametry ložisek použitých v prvním domku [13]

Byla provedena statická kontrola navržených ložisek, pro níž platí, že součinitel statické bezpečnosti pro normální hlučnost, bodový styk při rázovém zatížení u nerotujícího ložiska musí být větší $s_o \geq 1$ [14].

Výpočet proběhne dle následujícího vzorce, kde P_o je ekvivalentní zatížení, které je možné dopočítat ze sil, na tyto ložiska působících. Výpočet probíhá jako součet radiálních a axiálních sil které se vynásobí danými koeficienty pro dané ložisko a směr zatížení. Jelikož je ložisko zatíženo pouze radiální silou, bude P_o rovno změně posouvajících sil, jak je patrné na Obr. 19.

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{15\,300}{1963,5} = 7,8 \geq 1 \quad \text{rov. 5.43}$$

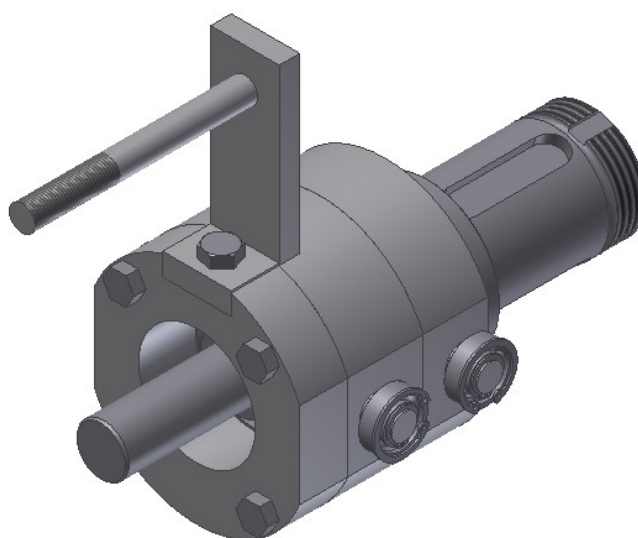
Dané ložisko je navrženo s velmi vysokou bezpečností. S uvažováním pouze statické únosnosti by bylo možné zvolit výrazně menší ložisko, to ale není možné, neboť jsou zde požadavky na hřídel, dle níž není možné zvolit ložisko s nižším vnitřním průměrem, a tím pádem i nižší únosností bez nárůstu ceny způsobenému požitím komplikovanější hřídele.



Obr. 46 - Vnitřní uspořádání ložiskového domku 1

5.4.2 Ložiskový domek 2

U druhého ložiskového domku (viz Obr. 47) bylo nutné provést značné úpravy. Tyto úpravy jsou nezbytné, neboť hřídel procházející tímto domkem bude nést setrvačnick, jehož použití a umístění vnáší několik požadavků na rozměry této hřídele. Mezi zásadní podmínky je možné jmenovat průměr, na který bude setrvačnick nasazen. Tento průměr je odlišný a výrazně vyšší než konstrukce prvního ložiskového domku dovoluje. Celý domek je o něco masivnější a větší a jeho vnitřní struktura musela být pozměněna z důvodu smontovatelnosti celé sestavy.

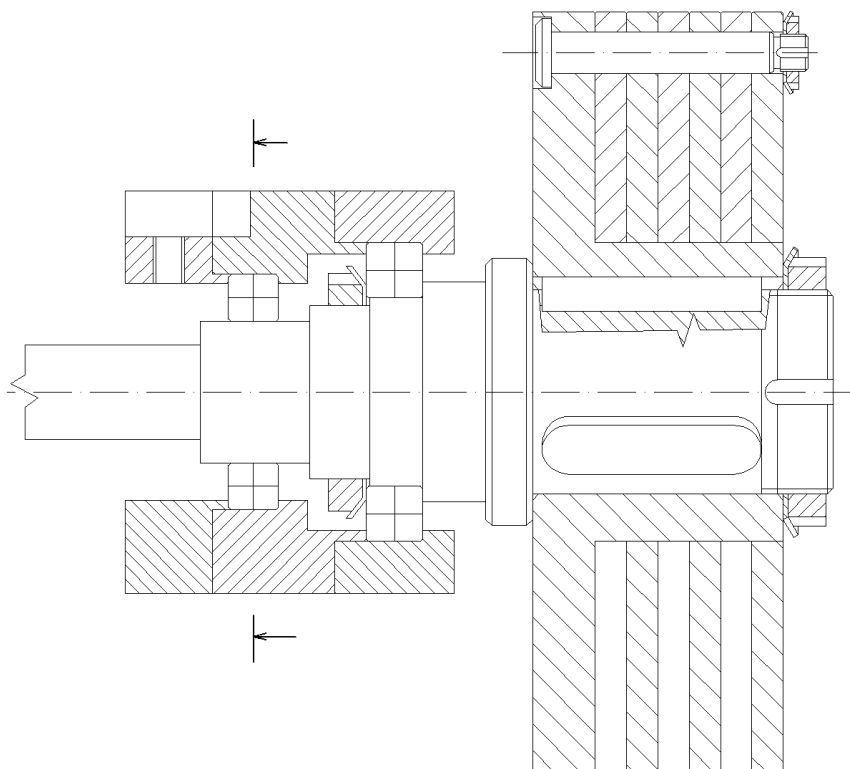


Obr. 47- Ložiskový domek 2

Ložiskový domek je dále navržen tak, aby vyrovnával působení tíhové síly vzniklé masivnějším koncem hřídele, a je navíc vybaven montážním otvorem pro použití vyvažovacího zařízení, které bude eliminovat sílu vnesenou do soustavy vlivem hmotnosti setrvačnicku. Tento vyvažovací mechanismus je velmi jednoduchý a skládá se z tyče o průměru $d = 16mm$, na kterou se nasunou závaží, která se zajistí maticí. Vyvážení proběhne až v okamžiku, kdy bude daný mechanismus sestaven a stroj nebude zatížen žádnou další silou než je tíha setrvačnicku.

Co se týče vnitřního uspořádání (viz Obr. 48) bylo nutné z důvodu požadovaného většího průměru hřídele zvolit odlišná ložiska (6009,6012), ty jsou stále umístěny, tak aby osa zatěžujících sil procházela jejich středem a nedocházelo tím k deformaci ložiskového

domku. Opět jsou obě ložiska pevně uchycena v domku a jedno z ložisek je pevně uchyceno na hřídeli pomocí KMB spoje.



Obr. 48 - Vnitřní uspořádání ložiskového domku 2

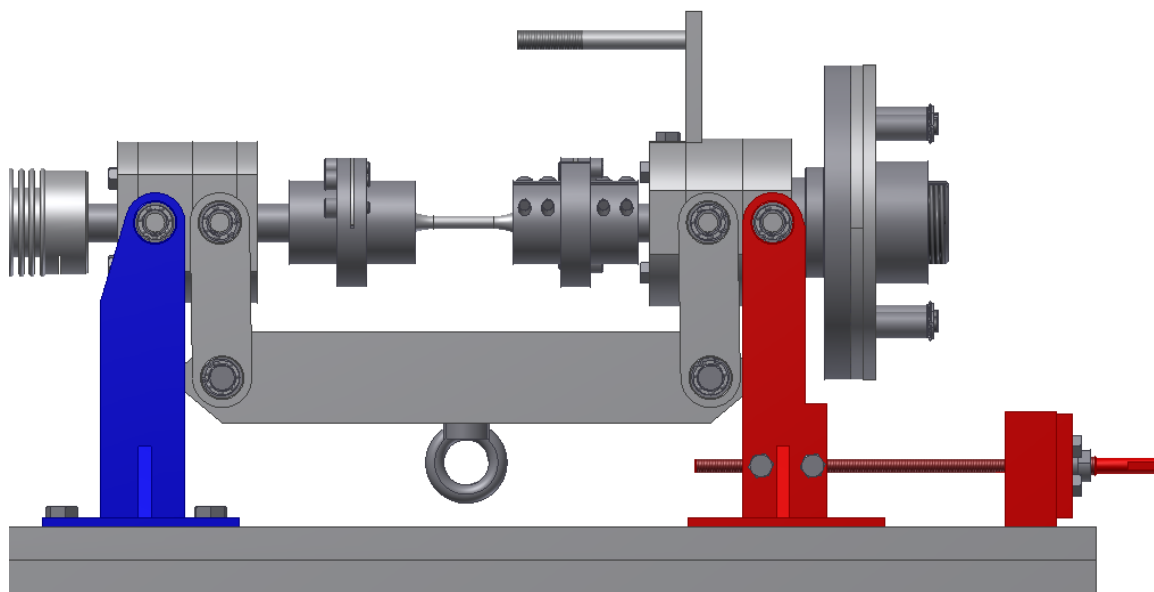
Opět byla provedena statická kontrola ložisek, ale jak je patrné, budou opět tato ložiska splňovat požadovanou statickou bezpečnost, neboť jak bylo řečeno již dříve budou obé strany mechanismu zatíženy stejně. Sílu vyvolanou hmotností setrvačníku a vyvažovacího závaží je možné zanedbat.

Ložisko	d[mm]	D[mm]	B[mm]	C_r [kN]	C_{or} [kN]
6009	45	75	10	21,1	15,3
6012	60	95	18	29,3	23,4

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{15\,300}{1963,5} = 7,8 \geq 1 \quad \text{rov. 5.44}$$

$$s_o = \frac{C_o}{P_o} = \frac{23400}{1963,5} = 11,9 \geq 1 \quad \text{rov. 5.45}$$

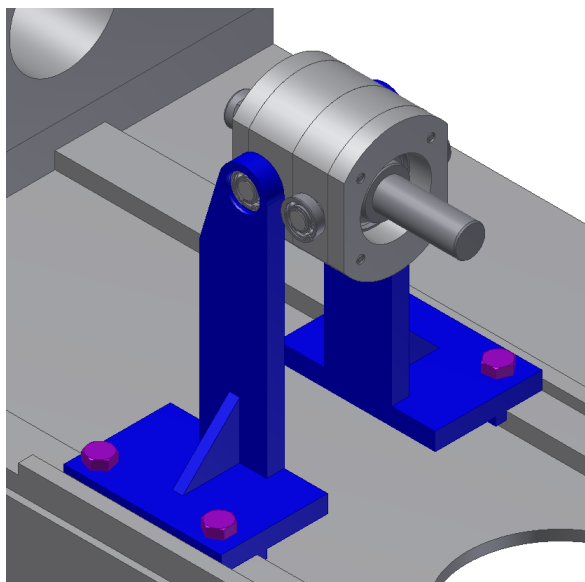
5.5 Podpěry a posuv



Obr. 49 - Ukotvení zkušebního stroje k rámu

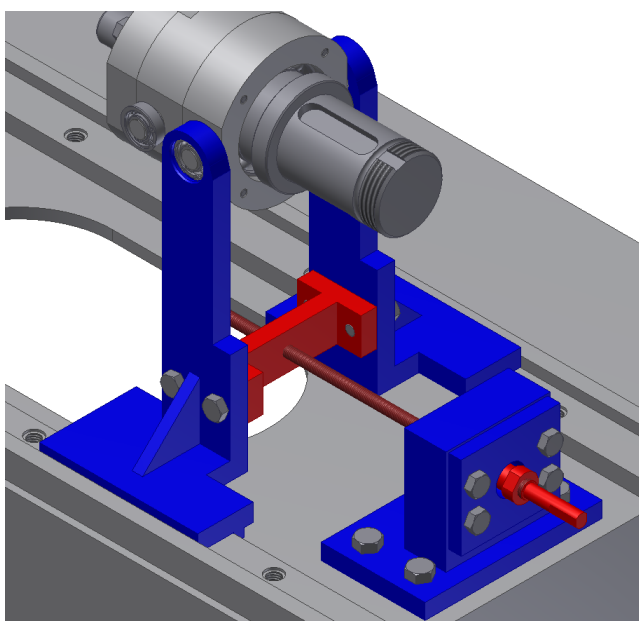
Jak je vidět na Obr. 49, je mechanismus ukotven k rámu pomocí noh (modrá) a pomocí pojezdového mechanismu, který zajišťuje možnost vyjmutí a upnutí zkušebního vzorku. Hlavním parametrem při návrhu těchto částí bylo dosažení maximální tuhosti uchycení k rámu a to z důvodu minimalizace vlivu vnějších sil, vibrací stroje a nedokonalému vyvážení jednotlivých částí stroje, které mohou způsobit nepřesnosti při zkouškách zkušebních tyčí.

Podpěry (viz Obr. 50) jsou vyrobeny z oceli a jsou pevně ukotveny k rámu pomocí čtyř šroubů. Podpěry nejsou stejné ale symetrické, což mírně prodraží výrobu, ale zároveň bude dosaženo vyšší tuhosti, než jaké by bylo docíleno při použití stejných podpěr. Tyto podpěry jsou zatíženy pomocí tlakové síly, i když je tato síla malá, bude nutné provést její kontrolu na vzpěr. Jak je dále vidět na obrázku jsou podpěry uchyceny vnějšími stranami podstavy k rámu a zajištěny šrouby. Část, kde působí síla, není sice podepřená, ale z důvodu značné nerovnoměrnosti litinového rámu by nebylo možné vyrobit díl tak, aby byl vhodný pro položení na tuto plochu. Z tohoto důvodu byla daná součást osazena žebrem tak aby se zatížení rozložilo na větší plochu. Podstava je navržena tak, aby byla její tuhost velmi vysoká a tím pádem průhyb v daném místě minimální, jak bude ukázáno ve statické analýze dané součásti.



Obr. 50 - Podpěry

Posuv (viz Obr. 51) je navržen tak, aby umožňoval snadné vyjmutí a vložení vzorku. Daný mechanismus je složen z posuvného šroubu, ukotvení a z matice pevně přichycené k pojezdovým podporám. Tyto podpory jsou volně položeny na rámu a pojezd je realizován pomocí třecí vazby. Pro tyto účely bude nezbytné vypočítat třecí sílu vzniklou při pojezdu a zkontrolovat pevnost navrženého šroubu. Šroub je na konci opatřen částí z vybráním pro klíč, nebo pro kliku. Síla potřebná k posuvu tohoto mechanismu bude vypočtena v další části.



Obr. 51 - Pojezdový mechanismu

5.5.1 Pevnostní analýza podpěr

Jelikož podpěry budou symetrické a budou zatíženy stejnou silou, bude provedena pevnostní analýza pouze pro jednu z nich. Pevnostní analýza byla opět provedena v programu ANSYS workbench 12.1.

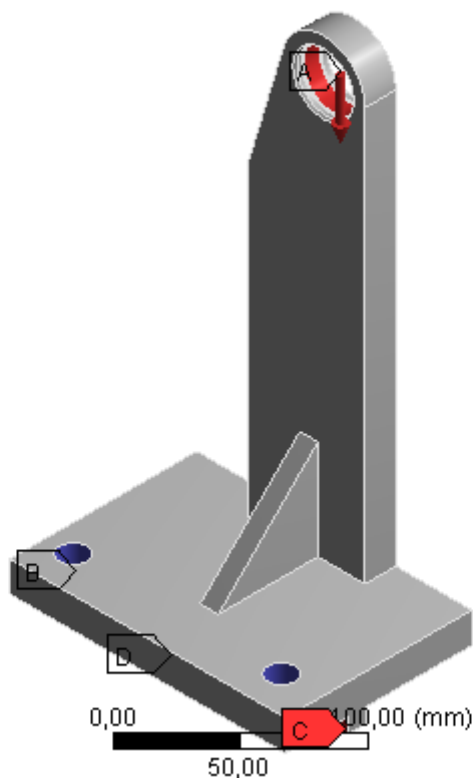
B: Static Structural (ANSYS)

Static Structural

Time: 1, s

6.9.2011 9:53

- A** Bearing Load: 1000, N
- B** Fixed Support
- C** Displacement
- D** Displacement 2



Obr. 52 - Okrajové podmínky při výpočtu podpěry

Okrajové podmínky byly zavedeny tak, aby co nejlépe odpovídaly skutečnosti. Místo působení síly je definováno jako ložiskové uložení, ve kterém působí síla 1000N. Celá součást je pak uložena pomocí fixní vazby v dírách pro šrouby a nulovým posunutím odpovídající uložení na rámu (C v ose z a D v ose y).

Síťování bylo provedeno automaticky s nastavenou velikostí strany elementu na 4 mm a se zhuštěním v místech s maximálním napětím. Počet uzlů v dané síti je 18 372.

B: Static Structural (ANSYS)

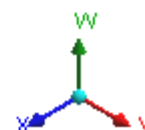
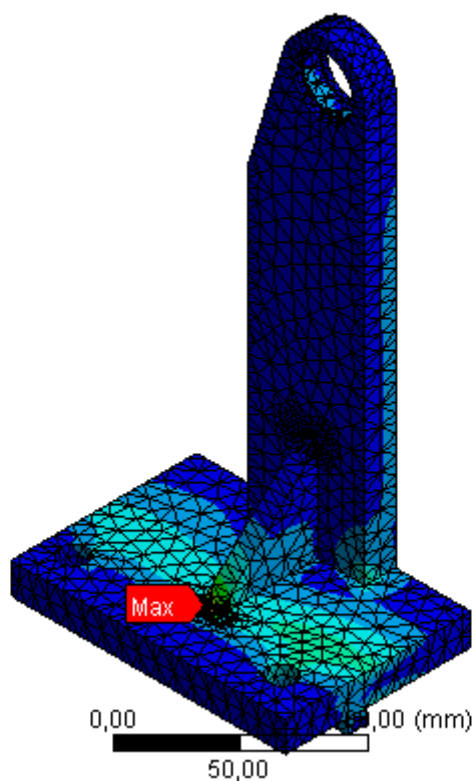
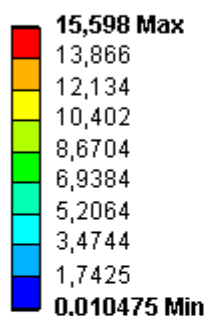
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

6.9.2011 10:52



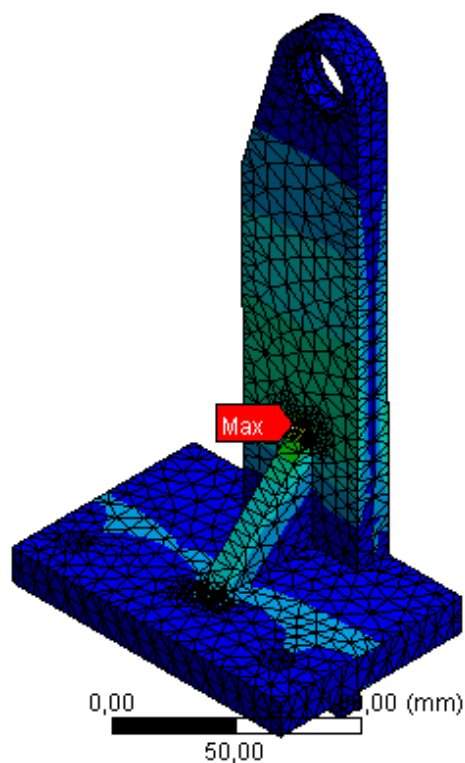
Obr. 53 - Statická analýza podpěry – Ekvivalentní napětí

V první řadě byl proveden statický výpočet zatížení. Výsledek průběhu napětí je znázorněn na Obr. 53. Tyto výsledky byly poté použity k řešení vzpěru. Jak lze vidět na Obr. 54 jsou výsledky s uvažím vzpěru výrazně odlišné od výsledků získaných pouhou statickou analýzou. Maximální napětí $\sigma_{max} = 15,6 \text{ MPa}$ a lokalizace maxima při statické analýze je značně odlišné od analýzy vzpěru, kde je maximum $\sigma_{max} = 186,6 \text{ MPa}$, což je téměř dvanáctinásobek původní hodnoty.

Při výpočtu byl zjištěn i průběh deformace. V našem případě je nejvýznamnější hodnota deformace v ose y, která udává prohnutí podpěry ve směru působící síly a tím pádem nepřímo určuje tuhost celé konstrukce. Tento průběh je možné pozorovat na Obr. 55. Jak je vidět, deformace je velmi malá a v kritickém místě je řádově v desítkách micrometrů.

C: Linear Buckling (ANSYS)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Load Multiplier: 337,49
 Unit: MPa
 Time: 337,49
 6.9.2011 10:54

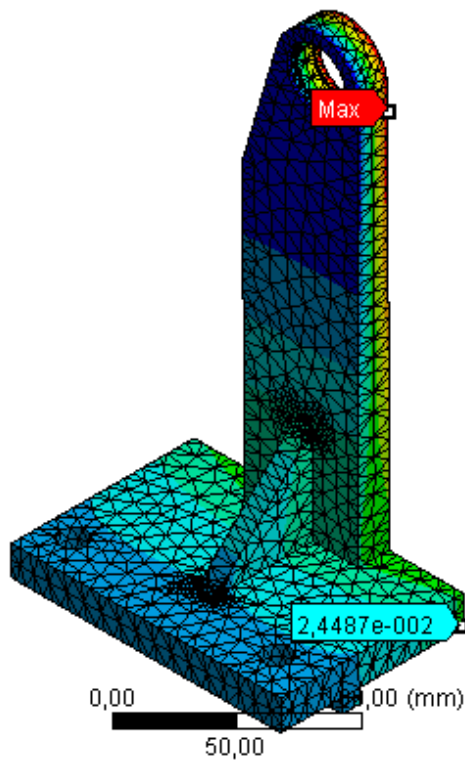
186,25 Max
 165,57
 144,88
 124,2
 103,51
 82,829
 62,145
 41,46
 20,776
0,092247 Min



Obr. 54 - Analýza vzpěru podpěry – Ekvivalentní napětí

C: Linear Buckling (ANSYS)
 Directional Deformation
 Type: Directional Deformation (Y Axis)
 Load Multiplier: 337,49
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 337,49
 6.9.2011 11:06

0,081644 Max
 0,070011
 0,058379
 0,046746
 0,035113
 0,02348
 0,011848
 0,00021499
 -0,011418
-0,023051 Min



Obr. 55 - Průhyb v směru osy y (w)

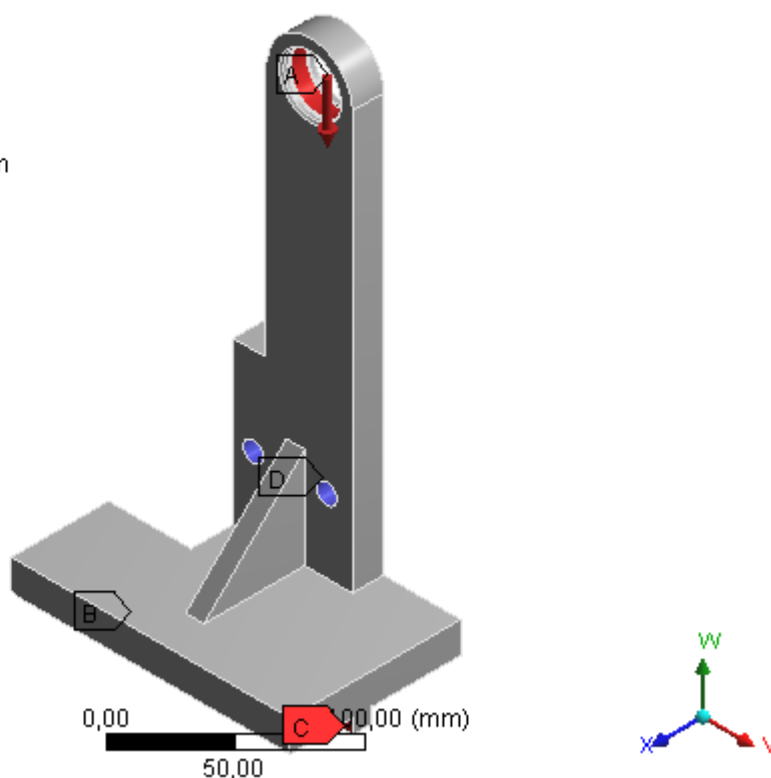
5.5.2 Pevnostní analýza podpěr posuvu

Opět jsou podpěry zrcadlové a tím pádem bude provedena opět analýzy pouze jedné z těchto částí. Opět bude provedena analýza vzpěru. Oproti pevným podpěrám je zde provedeno vybrání tak, aby bylo možné setrvačnick umístit co nejblíže ložiskového domku. Navíc je zde umístěna speciální matice, která spojuje jednotlivé části a zároveň zpevňuje celou konstrukce posuvu.

Postup byl proveden obdobně jako u předchozího případu.

B: Static Structural (ANSYS)
Static Structural
Time: 1, s
6.9.2011 11:53

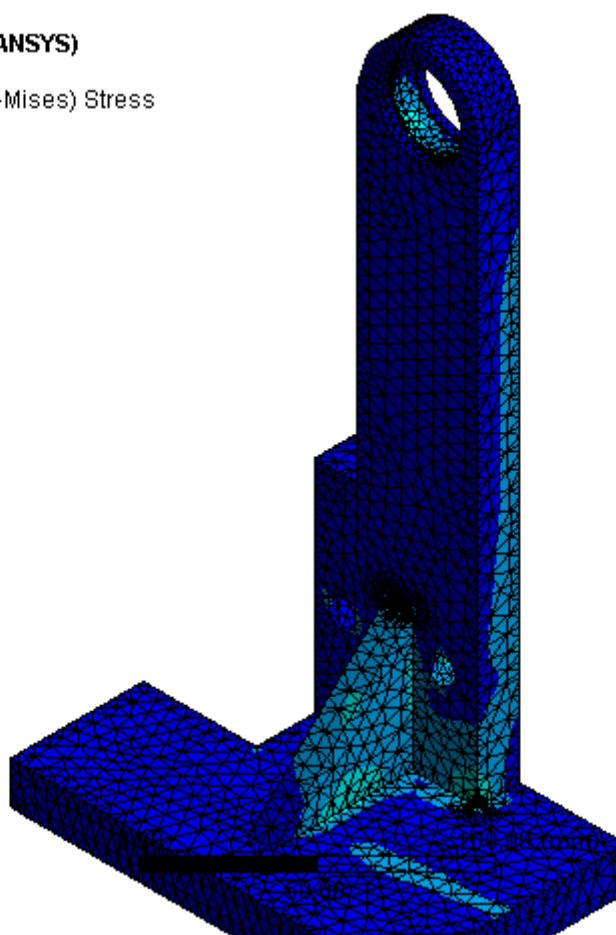
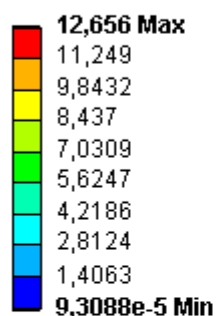
- A** Bearing Load: 1000, N
- B** Displacement
- C** Displacement 2
- D** Cylindrical Support: 0, mm



Obr. 56 - Okrajové podmínky podpěry pojezdu

Na Obr. 56 je znázorněna aplikace okrajových podmínek. Působící síla byla opět aplikována jako ložiskové zatížení a v dolních okrajích bylo opět předepsáno nulové posunutí v daných směrech stejně jako u předchozího případu. Změna je zde v otvorech pro šrouby, na které je aplikována cylindrická vazba s fixovanou axiální složkou. Ostatní směry jsou volné.

B: Static Structural (ANSYS)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 6.9.2011 12:07



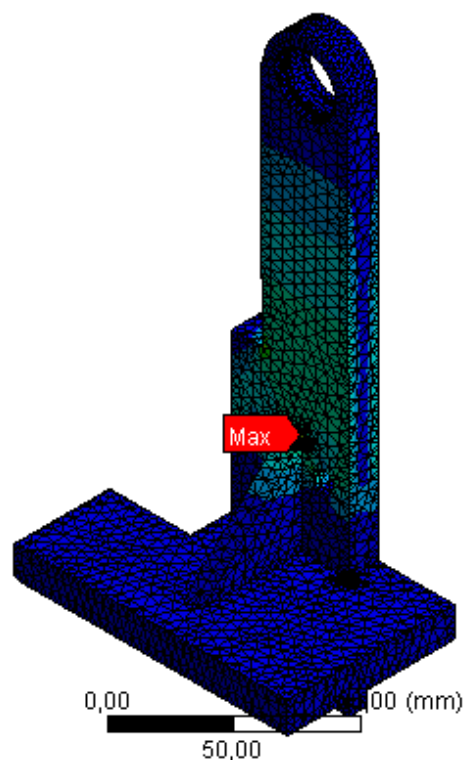
Obr. 57 - Statická analýza podpěry posuvu – Ekvivalentní napětí

Opět byla provedena statická analýza (viz Obr. 57), u níž bylo zjištěno maximální napětí. Opět tato analýza byla použita jako základ pro analýzu vzpěru (viz Obr. 58), a opět bylo dosaženo značně odlišných výsledků jak v maximální hodnotě tak v lokalizaci maxima. Tím pádem bylo dokázáno, že u součástí namáhaných na tlak, je nezbytné provést analýzu na vzpěr, neboť součást dostatečně bezpečná při statické analýze může být velmi ovlivněna vzpěrem a může dojít ke zničení součásti a tím k havárii stroje.

Průhyb podpěry je znázorněna na Obr. 59. Jak je vidět, jsou zde dně kritická místa. První s těchto míst je opět na dolní straně a určuje průhyb celé podpěry. Tato hodnota je opět zanedbatelná. Druhý důležitý bod je místo šroubů, který nesmí být příliš velký, aby nedošlo k posunu matice a tím zhoršení nebo, v nejhorším případě i znemožnění použití posuvu. Jak je vidět na obrázku, tak toto posunutí je opět zanedbatelné a neměl by vzniknout problém při posunu.

C: Linear Buckling (ANSYS)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Load Multiplier: 320,78
 Unit: MPa
 Time: 320,78
 6.9.2011 12:10

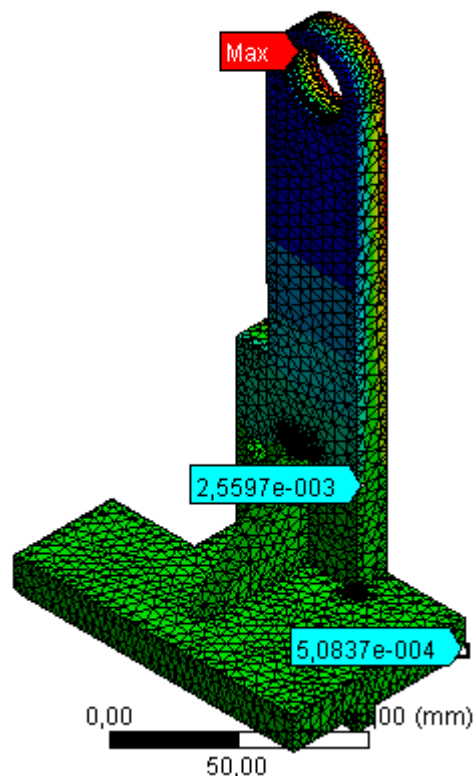
230,79 Max
 205,14
 179,5
 153,86
 128,22
 102,57
 76,93
 51,287
 25,644
 0,00075729 Min



Obr. 58 - Analýza vzpěru - Ekvivalentní napětí

C: Linear Buckling (ANSYS)
 Directional Deformation
 Type: Directional Deformation (Y Axis)
 Load Multiplier: 320,78
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 320,78
 6.9.2011 12:12

0,059747 Max
 0,046884
 0,034021
 0,021158
 0,0082949
 -0,0045682
 -0,017431
 -0,030294
 -0,043157
 -0,056021 Min



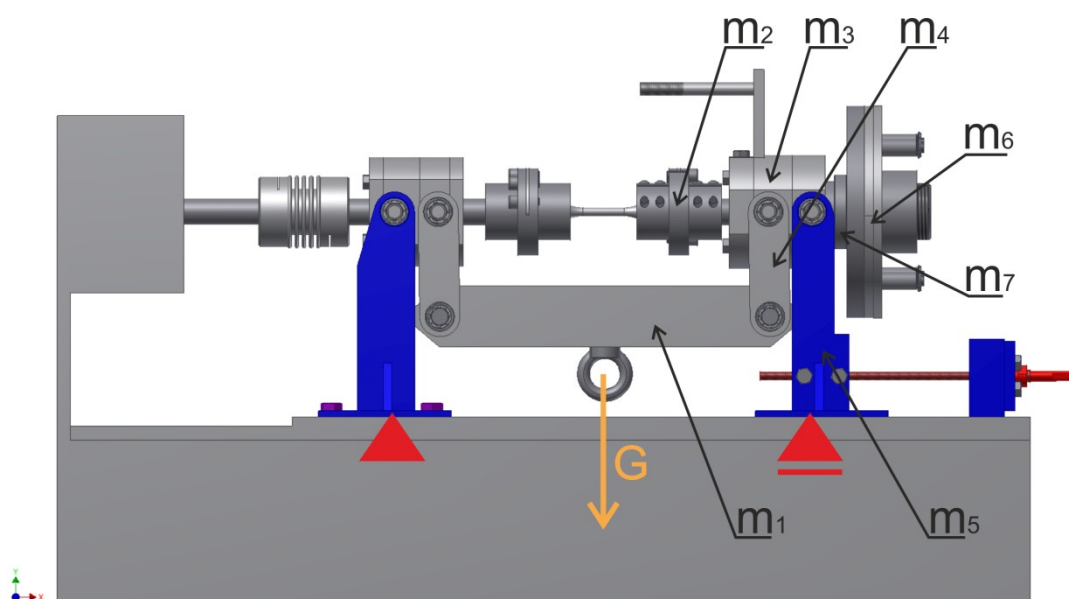
Obr. 59 - Průhyb podpěry posuvu ve směru y (w)

5.5.3 Výpočet třecí síly

Budeme vycházet z jednoduchého pravidla.

$$F_T = F_N \cdot f_t \quad \text{rov. 5.46}$$

Kde normálová síla je součet všech tíhových sil od jednotlivých součástí. Na Obr. 60 jsou znázorněny hmotnosti, částí které budou vyvolávat normálovou sílu působící na podstavě posuvného mechanismu.



Obr. 60 - Hmotnosti jednotlivých částí

K výpočtu hmotnosti celé soustavy byl použit program Autodesk inventor 2012 s tím že u příčného vahadla (m1) je vzata pouze polovina hmotnosti a poté sílu můžeme vypočítat pomocí II. Newtonova zákona.

$$m_c = 46,14 \text{ kg} \quad \text{rov. 5.47}$$

$$G_m = m_c \cdot g = 46,14 \cdot 9,807 = 452,5 \text{ N} \quad \text{rov. 5.48}$$

Normálovou sílu poté vypočteme jako tuto hodnotu zvětšenou o polovinu síly G.

$$F_N = G_m + \frac{G}{2} = 452,5 + \frac{3927}{2} = 2416 \text{ N} \quad \text{rov. 5.49}$$

Součinitel smykového tření pro mezi dvěma ocelovými materiály lze zjistit z tabulek smykového tření různých materiálů. V daných tabulkách jsou uvedeny vždy dva stavy, a to statický součinitel smykového tření a dynamický součinitel smykového tření.

Statický součinitel smykového tření = Pohyb začíná z klidu.

Dynamický součinitel smykového tření = Součinitel smykového tření v pohybu.

V našem případě je významný hlavně statický součinitel smykového tření, jehož hodnota pro tření ocel na ocel je rovna hodnotě. [17]

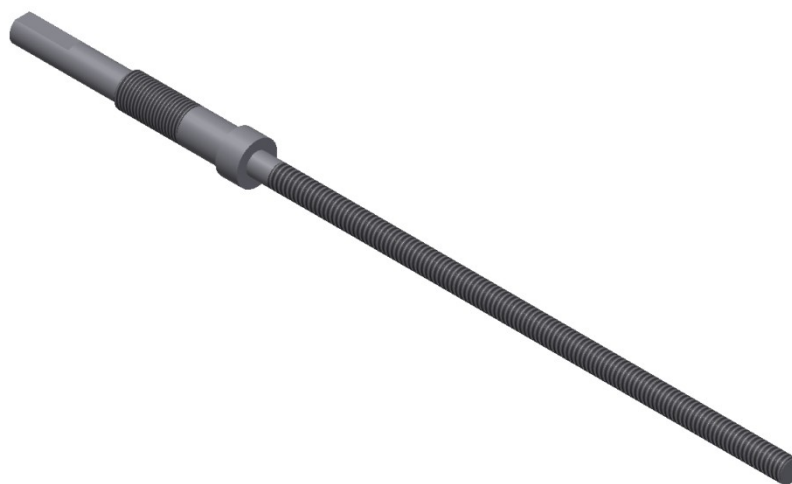
$$f_t = 0,15 \quad \text{rov. 5.50}$$

Nyní můžeme dopočítat třecí sílu, která je nutná pro výpočet posouvajícího šroubu, a dimenzování dalších částí posuvu.

$$F_T = F_N \cdot f_t = 2416 \cdot 0,15 = 362,4 \text{ N} \quad \text{rov. 5.51}$$

5.5.4 Posuvný šroub a matice

Šroub bude vyroben z běžného materiálu pro výrobu posuvných šroubů, a to ocel 12 040 dle ČSN 41 2040, a je opatřen lichoběžníkovým rovnoramenným závitem dle normy ČSN 01 4050, jehož průměr je TR10x1,5.



Obr. 61 - Posuvný šroub

Třecí síla při posunu je rovna hodnotě $F_T = 362,4 \text{ N}$, což je relativně malá síla a je jisté, že daný závit dané zatížení vydrží. Pro jistotu provedeme pevnostní kontrolu šroubu. [12]

$d[mm]$	$P[mm]$	$d_1[mm]$	$d_2[mm]$	$d_3[mm]$
10	1,5	8,5	9,25	8,2

Tab. 10 – Rozměry závitu TR10x1,5

Úhel stoupání šroubovice.

$$\psi = \arctan\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctan\left(\frac{0,0015}{\pi \cdot 9,25}\right) = 0,052 \quad \text{rov. 5.52}$$

Třecí redukovaný úhel.

$$\phi = \arctan\left(\frac{fz}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{30}{2}\right)}\right) = 0,115 \quad \text{rov. 5.53}$$

Namáhání v krutu.

$$\tau_k = \frac{M_p}{W_k} = \frac{F_p \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{16 \cdot F_t \cdot \tan(\psi + \phi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot d_3^3} \quad \text{rov. 5.54}$$

$$\tau_k = \frac{16 \cdot 362,4 \cdot \tan(0,052 + 0,115) \cdot \frac{0,00925}{2}}{\pi \cdot 0,0082^3} = 3,25 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.55}$$

Namáhání na tlak-tah.

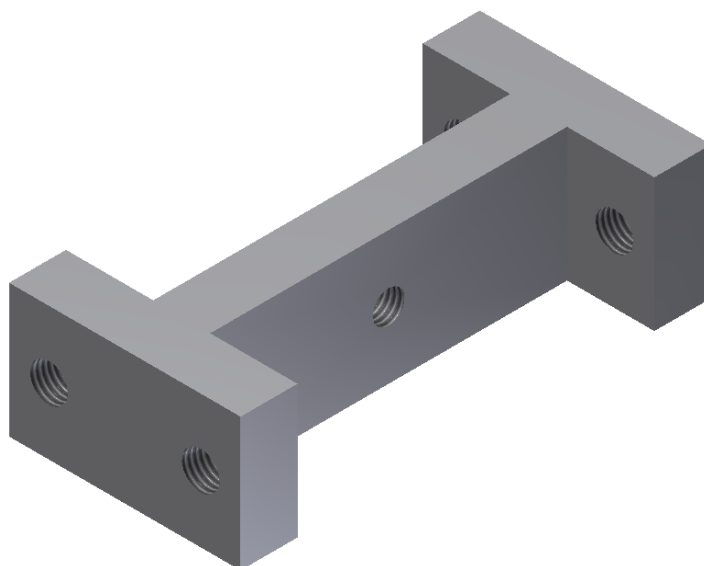
$$\sigma_t = \frac{F_t}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{362,4}{\pi \cdot \left(\frac{0,0082}{2}\right)^2} = 6,86 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.56}$$

Dále bude použita hypotéza pevnosti dle Guesta.

$$\sigma_{RED}^G = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{6,86^2 + 4 \cdot 3,25^2} = 9,5 \text{ MPa} \quad \text{rov. 5.57}$$

Jak je zřejmé, tak napětí na šroubu nepřesáhne mez kluzu daného materiálu, a tím pádem nedojde k deformaci této součásti. Součást je navíc navržena tak, aby vydržela mnohonásobné přetížení, které může vzniknout při deformaci vzorku, a tím pádem i k jeho zablokování. Šroub je navržena tak, aby vydržel 15ti násobné přetížení, což je předpoklad maximální síly, která zde může vzniknout. Další problém může vzniknout při upínání vzorku, kdy je šroub zatížen na tlak. Toto zatížení může vyvolat ztrátu stability, ale součást jako taková je dostatečně pevná, aby k tomuto nedošlo.

Další součástí tohoto mechanismu je matice (viz Obr. 62), která je připevněna k podpěrám. Skrze tuto matici bude procházet závit tak, aby při otáčení šroubu došlo k posuvu celého mechanismu. Umístění této matice je zřejmé z Obr. 51.



Obr. 62 - Matice posuvu

Daná matice je opět navržena tak, aby vydržela dostatečné zatížení i s uvažováním přetížení z předchozího případu. Tento předpoklad bude opět ověřen pomocí výpočtu. [12]

$$p = \frac{F_t \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2} \cdot h} \quad \text{rov. 5.58}$$

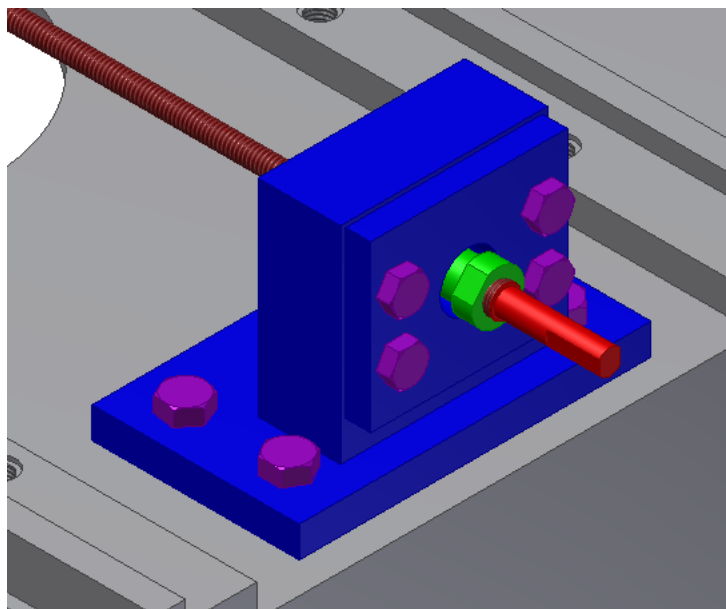
Hodnota $h = 15mm$ je výška matice. Tento rozměr je možné upravit a jedná se o hlavní proměnou při návrhu matice posuvného mechanismu. Hodnota p je tlak působící na

závit a jeho dovolená hodnota, je dána ČSN normou. Pro námi uvažovaný materiál, což je ocel s vyšší pevností, je tato hodnota stanovena na $p = 20MPa$.

$$p = \frac{362,4 \cdot 0,0015}{\pi \cdot 0,0092 \cdot \frac{0,01 - 0,0085}{2} \cdot 0,015} = 1,6MPa \quad \text{rov. 5.59}$$

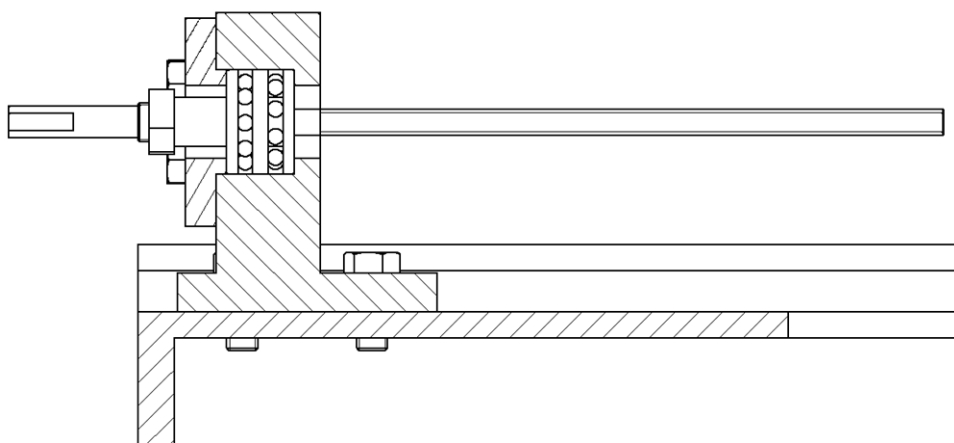
5.5.5 Ukotvení posuvu k rámu

Poslední částí posuvného mechanismu je díl sloužící u pevnění posuvu a slouží zároveň jako ložiskový domek, který bude pomocí ložiska nést posuvný šroub.



Obr. 63 - Ložiskový domek posuvu

Na Obr. 63 je vidět, že ložiskový domek se skládá ze dvou částí, které jsou vzájemně sešroubovány čtyřmi šrouby. Celý domek je poté přišroubován čtyřmi šrouby k rámu. Skrze domek prochází posuvný šroub, který je pojištěn speciální maticí pro zajištění nepohyblivosti šroubu v axiálním směru. Vnitřní struktura domku je zřejmá z Obr. 64). Vnitřek je tvořen jedním ložiskem, které je na svém místě upevněno pomocí víka domku. Jako ložisko bylo vybráno axiální kuličkové ložisko 52204 dle ČSN 02 4730. Dané ložisko bude přenášet pouze axiální síly a jediná radiální, síla kterou toto ložisko bude přenášet, bude část váhy pohyblivého šroubu.



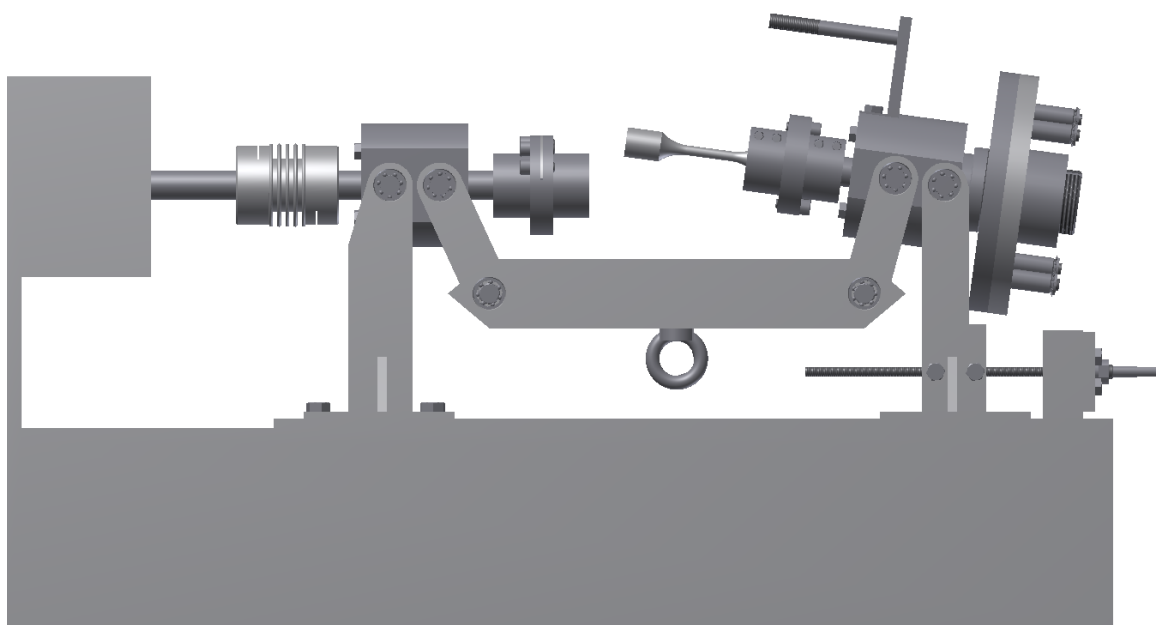
Obr. 64 - Vnitřní uspořádání ložiskového domku posuvu

Ložisko	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C_r [kN]	C_o [kN]	kusů
55204	15	40	6	22,4	26,1	2x

Tab. 11 - Vlastnost ložiska 55204

Jak je zřejmé tak ložisko je dostatečně dimenzované pro přenos požadované síly.

Jak je vidět na Obr. 65 bude možné zkušební vzorek bez problému vyjmout a vložit do soustavy.



Obr. 65 - Otevřená sestava

6 Návrh snímačů pro měření silových veličin

Pro měření potřebných veličin budou potřeba tři snímače.

První bude sloužit k snímání tahové síly, z níž po přepočtu určíme velikost ohybového momentu, kterým bude vzorek zatížen. Tento ohybový moment se poté, při znalosti rozměrů vzorku, dá převést na ohybové napětí. V kapitole 5.2 byl proveden návrh tohoto mechanismu a byl proveden výpočet tíhové síly pro různé stavy zatížení. Požadovaná síla G byla stanovena v Tab. 3. Pro tyto hodnoty sil bude nejvhodnější zvolit snímač sil s maximální hodnotou snímané síly $5kN$ nebo popřípadě o stupeň vyšší $10kN$, čímž sice zajistíme vyšší bezpečnost proti přetížení snímače, ale snížíme tím citlivost a minimální hodnotu, kterou je snímač schopen naměřit.

Druhý snímač bude sloužit k měření krouticího momentu. Jelikož komerční senzorové snímače krouticího momentu jsou poměrně drahé, využijeme principu kdy je krouticí moment snímán natočeným (45° o ose rotace) tenzometrem, který měří prodloužení vláken při krutu. Tento snímač je natočen o 45° k ose rotace. V našem případě využijeme těchto tenzometrů několik, a to hlavně k eliminaci ohybového napětí a k eliminaci teplotního ovlivnění měření.

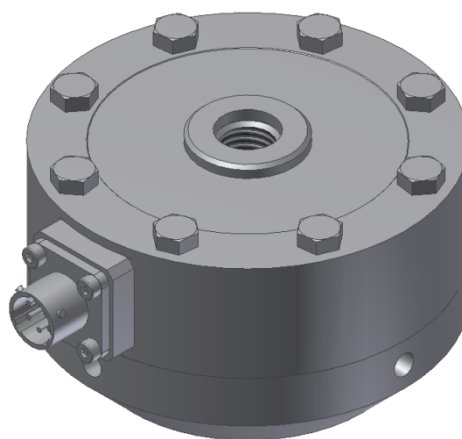
Třetí snímač, který využijeme, bude snímač otáček hřídele. Tento snímač se bude používat především k regulaci krouticího momentu, který je závislý na otáčkách motoru (viz kapitola 5.3). Snímač bude umístěn mimo navrhovaný stroj, neboť nebude měřit rychlost kmitající hřídele ale rychlost výstupní hřídele motoru.

Všechny tyto snímače bude nutné napojit na měřicí aparaturu, která se bude skládat z kabelů, které budou spojoval jednotlivé snímače s měřicí kartou. Ta bude převádět a zesilovat všechny signály tak, aby je bylo možné zobrazovat pomocí počítače a daná data ukládat pro následné vyhodnocení měření. Jako jednu z možných variant měřicího softwaru je možné uvést program nCode Glyph XE od firmy HBH. Těchto programů je ovšem na trhu celá řada a jsou obvykle přímo dodávány s měřicí kartou.

6.1 Snímač tahové síly

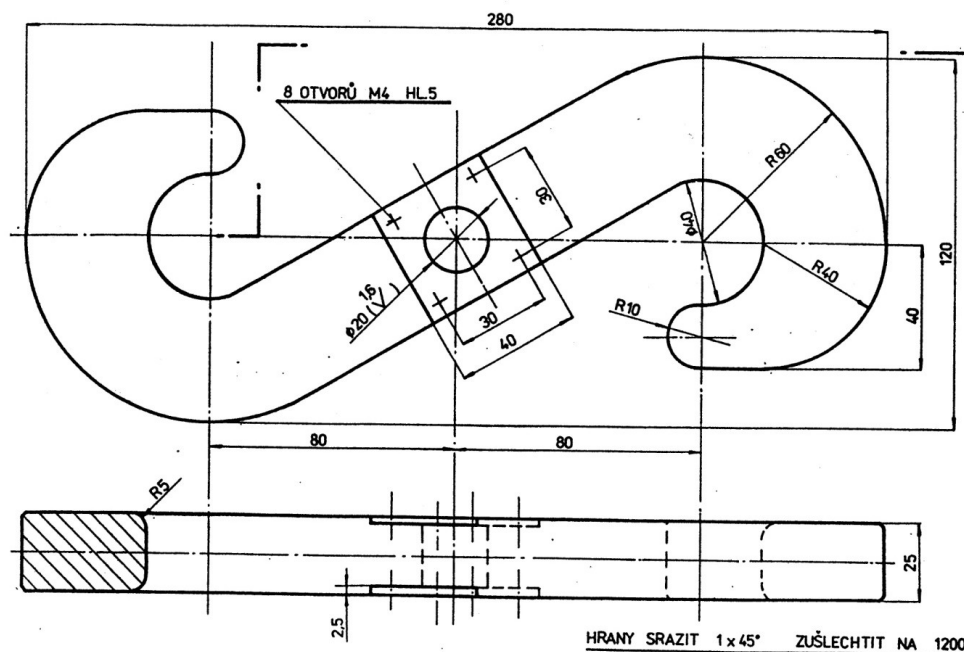
Jako vhodný snímač pro snímání tahové síly se dá použít snímač firmy **HBM** – **U10M/5kN**. [15]. Jako další ekvivalent by bylo možné použít silový snímač ve tvaru háku (viz Obr. 67), který byl vyvinut na VŠB a je k dispozici v laboratoři.

První snímač je znázorněn na Obr. 66 a je uchycen na příčném vahadle pomocí šroubů s okem a řetězu s háky. Řetěz byl zvolen z důvodu minimalizace rázů na zatěžovací mechanismus a k eliminaci vlivu ohybového momentu na snímač. Tento snímač je komerční a je vyráběn firmou HBM. Rozsah i citlivost daného zařízení je dostatečná.



Obr. 66 - HBM U10M

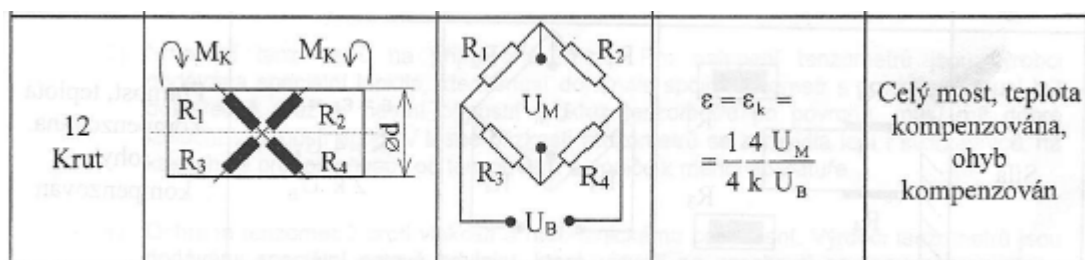
Druhý způsob měření je použití snímače ve tvaru háku. Oba tyto snímače se vloží mezi šroub s okem, který je umístěn na příčném vahadle pákového mechanismu, a mezi břemeno. Břemeno bude s největší pravděpodobností realizováno pomocí páky se závažím na svém konci, což umožňuje bezproblémové uchycení obou těchto zařízení.



Obr. 67 - Silový snímač ve tvaru háku [5]

6.2 Snímač krouticího momentu

Pro běžné měření krouticího momentu by stačilo využít pouze jeden tento snímač, ale nebylo by možné z měřených dat vykompenzovat teplotní změnu ale hlavně ohybové napětí v daném místě. Volíme tedy čtyři tenzometry proto, aby bylo možno z výstupních dat vykompenzovat ohybové napětí a napětí způsobené teplotní změnou.

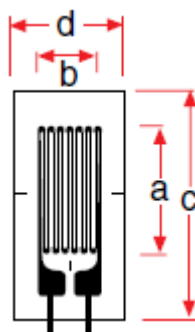


Obr. 68 - Znázornění způsobu snímání krouticího momentu pomocí soustavy tenzometrů. Jejich zapojení a výpočet deformace [5]

Jako základní tenzometr v daném zapojení byl zvolen tenzometr značky Omega Strain Gages typ SG-3/120-LY11. Tento tenzometr je sice větší, ale jeho cena je nižší a navíc umožňuje snadnější montáž a vedení kabeláže a umístění krytu.

Model	Odpor[Ω]	A[mm]	B[mm]	C[mm]	D[mm]	Napětí [V]
SG-3/120-LY11	120	3	1,5	8	4	4

Tab. 12 - Parametry použitého tenzometru



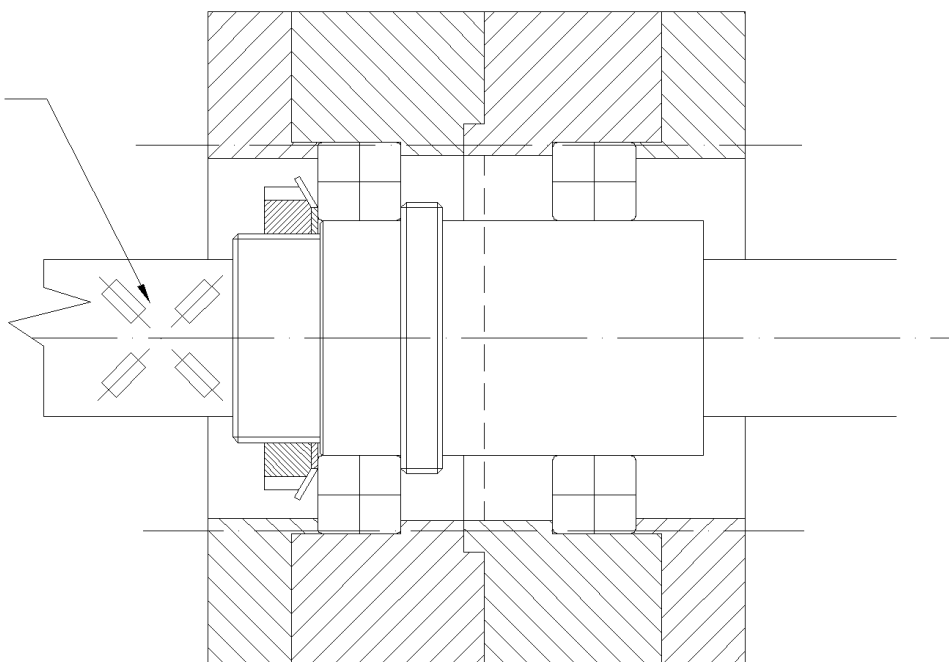
Obr. 69 - Tenzometr (rozměry viz Tab. 12)

Tento snímač bude umístěn na jedné z hřídelí procházejících ložiskovými domky. K tomuto účelu se více hodí první hřídel, a to z důvodu většího prostoru a tím i snadnější montáže, obsluhy a vedení potřebné kabeláže. Pro požadované rozměry (místo na hřídeli 1) je velikost tenzometru ideální. V případě změny umístění tenzometru na druhou hřídel by bylo nutno použít menší tenzometr např.: SG-1.5/120-LY11.

Jako další variantu tenzometru, který by se dal využít k měření krouticího momentu, je možné využít tenzometr od firmy HMH a to typ 1-XK11K-3/350. Tento tenzometr je určen přímo k měření smykových napětí. Montáž by byla snadnější a požadavek na prostor by byl zmenšen. Tento tenzometr je však výrazně dražší.

Celá koncepce počítá s tím, že moment setrvačnosti setrvačníku bude mnohonásobně větší než momenty setrvačnosti ostatních částí, jak již bylo řečeno v kapitole 5.2. V této kapitole bylo ovšem i vysvětleno možnost kompenzování jednotlivých nežádoucích ohybových momentů. Tato kompenzace však bude vyžadovat složitější přepočet pro různou hodnotu otáček motoru. Pokud by tato kompenzace nebyla možná, musely by být tenzometry umístěny na začátku druhé hřídele, což by ovšem prodražilo konstrukci stroje a mohl by se vyskytnout problém s kabeláží a montáží.

Místo A



Obr. 70 - Umístění tenzometrů v rámci prvního ložiskového domku

Jak lze vidět na Obr. 70, je možno umístit snímače relativně pohodlně a nachází se zde i dostatek místa pro vedení kabeláže.

6.3 Snímač otáček motoru

Snímač otáček bude umístěn tak, aby snímal otáčky motoru přímo na výstupní hřídeli motoru. Pro měření byl zvolen bezkontaktní indukční snímač (Proximity Sensors) **PRX102-8N** vyráběný firmou Omega Engineering. Hlavním kritériem pro volbu daného senzoru byla jeho cena. Pro náš případ není nutné absolutní měření otáček ale pouze ověření otáček pro zadané nastavení frekvenčního měniče a pro zaznamenání počtu otáček do přelomení vzorku. Z tohoto důvodu bude zatěžovací rameno páky vybaveno nouzovým vypínačem.



Obr. 71 - Snímač otáček PRX102-8N

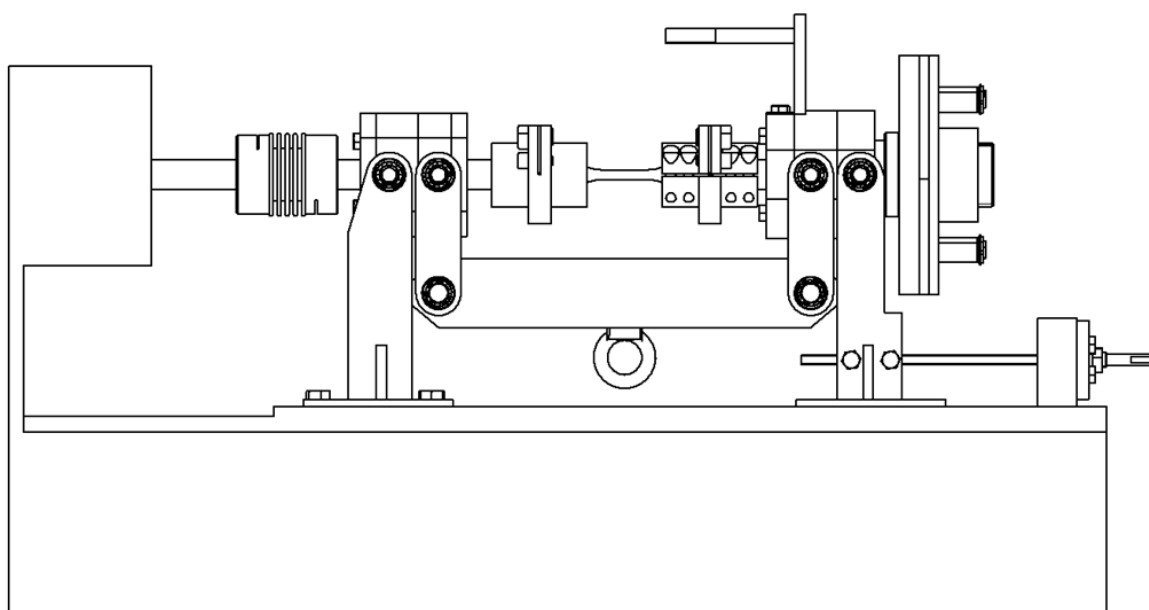
Jak je patrné na Obr. 71, montáž snímače je nenáročná, a je potřebný pouze montážní otvor. Při montáži je nutné pouze dodržet ideální vzdálenost snímače od hřídele. Daný snímač je opět možné zapojit do libovolné měřicí karty.

Senzor snímá vzdálenost elektromagneticky vodivého materiálu od senzoru. Z tohoto důvodu je nezbytné výstupní hřídel osadit límcem s otvorem, který bude generovat impulzy, nebo do hřídele vytvořit drážku.

7 Zhodnocení návrhu a průběh měření

V předchozích kapitolách byly vzneseny požadavky a byl proveden výpočet funkčních veličin a proveden koncepční návrh zkušebního stroje a systému pro měření těchto veličin.

Výsledná sestava nového návrhu zkušebního stroje je znázorněna na Obr. 72. Jak je vidět sestava je poměrně jednoduchá. Podrobnější zobrazení sestavy je možné najít v přílohách.



Obr. 72 - Nové uspořádání zkušebního stroje

Dalším významným poznatkem je hodnota síly přivedená na pákový mechanismus k vyvolání ohybového momentu na vzorku a graf pro nastavení otáček motoru k regulaci krouticího momentu.

Uhlové zrychlení

Obr. 40

str. 51

Výpočet smykového napětí.

$$\sigma_{\tau} = \frac{I \cdot 16}{\pi \cdot d^3} \cdot \varepsilon = X \cdot \varepsilon \quad \text{rov. 7.1}$$

$$X = 565318 \frac{kg}{m} \quad \text{rov. 7.2}$$

Základní tabulka pro určení tíhy břemene pro dané hodnoty ohybového napětí je k vidění v Tab. 3 na straně 33. Pro výpočet dalších hodnot je možné použít následující vzorec.

Výpočet ohybového napětí.

$$\sigma_o = \frac{a \cdot 32}{2 \cdot \pi \cdot d^3} \cdot G = Y \cdot G \quad \text{rov. 7.3}$$

$$Y = 254648 \text{ m}^{-2} \quad \text{rov. 7.4}$$

Koeficienty X a Z byly určeny pro navrženou ocelovou konstrukci při ideálních podmínkách a pro případy, kdy není požadovaná absolutní kompenzace parazitních sil a krouticích momentů. Předpoklady zanedbání těchto sil byly vzneseny při návrhu v kapitole 5.

Zkouška bude probíhat podle následujícího postupu.

- Vložení vzorku do stroje.
- Nastavení správné vzdálenosti mezi jednotlivými podpěrami (228mm). Tento rozměr je nezbytný, aby byla síla od břemene přenášena kolmo na vzorek.
- Fixace vzorku.
- Upevnění břemene na šroub s okem.
- Zapnutí stroje – probíhá počítání cyklů a regulace otáček dle požadavku na napětí v krutu.
- Zkouška bude probíhat až do chvíle, kdy dojde k rozlomení vzorku. Při rozlomení dojde k dosednutí táhel na podpěry což zajistí, že nedojde k havárii stroje.
- Vyjmutí vzorku a jeho analýza.

8 Závěr

V práci byl proveden koncepční návrh nového uspořádání experimentálního zařízení pro výzkum únavy materiálů. Systém je zatížen na střídavý harmonický krut s ohybovým předpětím. Tyto zatížení jsou vneseny do systému pomocí speciálních mechanismů.

Ohyb je vnesen pomocí pákového mechanismu, který na vzorku vytváří prostý ohyb. Krut vzniká na základě II. Newtonova zákona pomocí zrychlení hřídele v kombinaci s momentem setrvačnosti setrvačníku. Tohoto zrychlení je docíleno čtyř-kloubovým mechanismem, který převádí konstantní otáčky motoru na kmitavý pohyb v rozsahu $\pm 8^\circ$. Pro daný čtyř-kloubový mechanismus byla provedena kinematická analýza pomocí níž byl vytvořen graf závislosti zrychlení výstupní hřídele na otáčkách motoru. Zároveň byl sestaven vztah pro snadný výpočet napětí v krutu na zkušebním vzorku (rov. 7.1). Pro ohybové napětí byl vytvořen rovněž vzorec, kdy je možné vypočítat napětí na vzorku se znalostí tíhové síly břemene. (rov. 7.3). Oba tyto vzorce jsou ve tvaru, kdy je násobena daná veličina konstantou.

Jednotlivé části celého zařízení byly podrobeny pevnostním analýzám a bylo dokázáno, že celý mechanismus je dostatečně tuhý a nedojde k jeho deformaci v průběhu zkoušky. Podstavy byly navíc podrobeny analýze na vzpěr, které ukázaly značný nárůst napětí vlivem vzpěru, avšak ani při těchto analýzách nebylo napětí příliš velké a nebylo nutné provádět geometrické úpravy nebo volbu speciálních materiálů. U pákového mechanismu byla navíc provedena analýza pro ekvivalentní (lehčí) materiály.

Při návrhu bylo vycházeno z předpokladu, kdy je možné zanedbat hmotnosti jednotlivých částí stroje s výjimkou setrvačníku. Tento předpoklad počítá s tím, že zatěžující síly jsou několikanásobně vyšší, než jsou síly vzniklé těmito hmotnostmi. Bylo ovšem i naznačeno, jak by se dané hmotnosti daly minimalizovat, nebo popřípadě jak by se daly kompenzovat pomocí změn vstupních parametrů.

Celý návrh je doplněn o výrobní dokumentaci a sestavové a výrobní výkresy jednotlivých částí navrženého zařízení. Jednotlivé části, až na výjimky, byly navrženy tak, aby byla co možná nejvíce minimalizovaná cena celého zařízení.

9 Použitá literatura

- [1] ČSN 04 0362. *Zkoušky únavy kovů: Základní pojmy a značky*. Praha: Vydavatelství ÚNM, 10. 1. 1986. 36 s.
- [2] ČSN 42 0363. *Zkoušky únavy kovů: Metodika zkoušení*. Praha: Vydavatelství ÚNM, 13. 10. 1986. 20 s.
- [3] STRNADEL, Bohumil. *Nauka o materiálu*. 2. vydání Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 187 s. ISBN 80-248-0689-4.
- [4] STRNADEL, Bohumil. *Nauka o materiálu II: Deformační procesy a design konstrukčních materiálů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. 280 s. ISBN 978-80-248-1842-9.
- [5] MACURA, Pavel. *Experimentální metody v pružnosti a plasticitě*. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. 107 s. ISBN 80-7078-934-4.
- [6] VĚCHET, Stanislav; KRÁL, Petr. Únava materiálu: NOM I-6. [online] Dostupný z WWW: <jaja.kn.vutbr.cz/~janirek2/dok/materialy/7tUnava.doc>
- [7] KLESNIL, Mirko; LUKÁŠ, Petr. *Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání*. Praha : ACADEMIA, 1975. 223 s. ISBN 509-21-857.
- [8] NĚMEC, Jaroslav; SEDLÁČEK, Jan. *Statistické základy pevnosti konstrukcí: Vybrané kapitoly*. 1. vyd. Praha: Academia, 1982. 313 s.
- [9] FOJTÍK, František. *Experimentální zařízení pro zkoušení víceosé únavy materiálu*. Ostrava, 2007. Dizertační práce. VŠB-Technická univerzita Ostrava.
- [10] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. doplněné vydání. Úvaly : Albra, 2006. 916 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [11] LENERT, Jiří. *Pružnost a pevnost I*. dotisk 2. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. 142 s. ISBN 80-248-0113-2.
- [12] KALÁB, Květoslav. *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku : Vysokoškolská příručka*. Ostrava, 2003. 22 s. Oborová práce. VŠB - Technická universita Ostrava.
- [13] *ZKL Hlavní katalog ložisek*, ZVL-ZKL Bearings
- [14] *SKF Hlavní katalo ložisek*. SKF
- [15] *HBM katalog produktů*, HBM Test and Measurement
- [16] Yield (engineering). In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 12/12/2005, last modified on 22/7/2011 [cit. 2011-08-29]. Dostupné z WWW: [http://en.wikipedia.org/wiki/Yield_\(engineering\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Yield_(engineering))

- [17] Součinitel smykového tření. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 17/6/2003, last modified on 28/2/2006 [cit. 2011-09-06]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Součinitel_smykového_tření>.
- [18] BEARDMORE, Roy. *RoyMech : Stress Concentration Factors* [online]. 09/05/2010 [cit. 2011-09-04]. Metal Fatigue. Dostupné z WWW: http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/Stress_concentration.html

10 Přílohy

I.	Výpočtový list z programu MathCAD		str.
II.	Zkušební vzorek	DT-2011-HEN075-Vzorek	1xA3
III.	Ložiskový domek 1-1	DT-2011-HEN075-LD_1	1xA4
IV.	Ložiskový domek 1-2	DT-2011-HEN075-LD_2	1xA4
V.	Ložiskový domek 1-3	DT-2011-HEN075-LD_3	1xA4
VI.	Ložiskový domek 1-4	DT-2011-HEN075-LD_4	1xA4
VII.	Ložiskový domek 2-1	DT-2011-HEN075-LD_5	1xA4
VIII.	Ložiskový domek 2-2	DT-2011-HEN075-LD_6	1xA3
IX.	Ložiskový domek 2-3	DT-2011-HEN075-LD_7	1xA4
X.	Šroub ložiskového domku 1	DT-2011-HEN075-LD_H1	1xA4
XI.	Šroub ložiskového domku 2	DT-2011-HEN075-LD_H2	1xA4
XII.	Podpěra nepohyblivá	DT-2011-HEN075-NOHA_01	1xA4
XIII.	Podpěra pojezdu	DT-2011-HEN075-NOHA_02	1xA4
XIV.	Matice posuvu	DT-2011-HEN075-POS_01	1xA4
XV.	Ložiskový domek posuvu	DT-2011-HEN075-POS_02	1xA3
XVI.	Víčko posuvu	DT-2011-HEN075-POS_03	1xA4
XVII.	Táhlo	DT-2011-HEN075-VAH_01	1xA4
XVIII.	Dvojšrou vahadla	DT-2011-HEN075-VAH_02	1xA4
XIX.	Příčné vahadlo	DT-2011-HEN075-VAH_03	1xA3
XX.	Hřídel 1	DT-2011-HEN075-HR_01	1xA3
XXI.	Hřídel 2	DT-2011-HEN075-HR_02	1xA3
XXII.	Sestava domek 1	DT-2011-HEN075-DOM_01	1xA3
XXIII.	Sestava domek 2	DT-2011-HEN075-DOM_02	1xA3
XXIV.	Sestava	DT-2011-HEN075-FINAL	1xA1